

**TUGAS AKHIR - TM 145648**

**RANCANG BANGUN MESIN PERAJANG SINGKONG  
UNTUK KERIPIK DENGAN SATU PENDORONG  
BERBASIS BANDUL**

**JEREMIA GRACIUS PURNOMO**  
NRP. 2114 039 033

**M RIZAL RIZKI HANSYAH**  
NRP. 2114 039 037

**Dosen Pembimbing**  
**Ir.BUDI LUWAR SANYOTO,MT**

**Instruktur Pembimbing**  
**JIWO MULYONO, SPd**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI ITS**  
**DISNAKERTRANS PROVINSI JAWA TIMUR**  
**Fakultas Vokasi**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2017**



**TUGAS AKHIR - TM 145648**

**RANCANG BANGUN MESIN PERAJANG  
SINGKONG UNTUK KERIPIK DENGAN SATU  
PENDORONG BERBASIS BANDUL**

**JEREMIA GRACIUS PURNOMO  
NRP. 2114 039 033**

**M RIZAL RIZKI HANSYAH  
NRP. 2114 039 037**

**Dosen Pembimbing  
Ir.BUDI LUWAR SANYOTO,MT**

**Instruktur Pembimbing  
JIWO MULYONO, S.Pd**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI ITS  
DISNAKERTRANS PROVINSI JAWA TIMUR  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017**



**FINAL PROJECT - TM 145648**

**BUILDING PLAN OF CASSAVA CUTTING  
MACHINE FOR CHIPS MAKING WITH ONE  
PRESSURE SHAFT PENDULUM BASED**

**JEREMIA GRACIUS PURNOMO  
NRP. 2114 039 033**

**M RIZAL RIZKI HANSYAH  
NRP. 2114 039 037**

**Counsellor Lecturer  
Ir.BUDI LUWAR SANYOTO,MT**

**Counsellor Lecturer  
JIWO MULYONO, S.Pd**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING INDUSTRY ITS  
DISNAKERTRANS EAST JAVA PROVINCE  
Vocational Faculty  
Institute of Technology Sepuluh Nopember  
Surabaya 2017**

## LEMBAR PENGESAHAN

### RANCANG BANGUN MESIN PERAJANG SINGKONG UNTUK KERIPIK DENGAN SATU PENDORONG BERBASIS BANDUL

#### TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Persyaratan Untuk Memperoleh Gelar  
Ahli Madya (A.Md)  
pada  
Program Studi Diploma III  
Jurusan Teknik Mesin Industri Kerjasama Disnakertransduk  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember


Oleh:

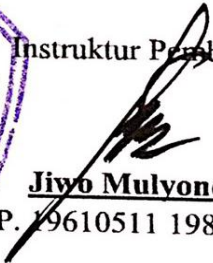
- |                              |                   |
|------------------------------|-------------------|
| 1. <b>Jeremia Gracius P.</b> | NRP. 2114 039 033 |
| 2. <b>M. Rizal Rizki H.</b>  | NRP. 2114 039 037 |

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir

Dosen Pembimbing

Instruktur Pembimbing

  
**Ir. Budi Luwar S. MT**  
NIP. 19621114 199003 1 002

  
**Jiwo Mulyono S.Pd**  
NIP. 19610511 198203 1 007

Surabaya, 31 Juli 2017

# **RANCANG BANGUN MESIN PERAJANG SINGKONG UNTUK KERIPIK DENGAN SATU PENDORONG BERBASIS BANDUL**

**Nama Mahasiswa** : Jeremia Gracius Purnomo  
**NRP** : 2114039033  
**Nama Mahasisa** : M Rizal Rizki Hansyah  
**NRP** : 2114039037  
**Jurusan** : DIII Teknik Mesin Disnaker  
FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT.

## **Abstrak**

*Home Industry* penghasil keripik singkong saat ini masih banyak menggunakan metode potong sederhana , yaitu menggunakan alat potong manual, sehingga memerlukan banyak tenaga dan waktu yang lama. Salah satu alternatif untuk menambah efisiensi dan produktifitas yaitu dengan membuat mesin perajang dengan satu pendorong berbasis bandul.

Pembuatan mesin ini dimulai dari merancang mekanisme penggerak pisau. Perhitungan dimulai dengan mencari besarnya gaya pada elemen-elemen mesin yang digunakan, besarnya daya motor yang digunakan, dan besarnya kapasitas yang dihasilkan oleh mesin potong. Setelah pembuatan mesin, mencari besarnya gaya potong yang terdapat pada singkong (melalui percobaan) dan dilakukan pengujian mengenai kapasitas sesungguhnya yang dapat dihasilkan oleh mesin potong.

Dari percobaan didapatkan gaya potong singkong rata-rata sebesar 18 kgf. Penggerak menggunakan motor sebesar 0,25HP dihasilkan putaran disk 76 rpm. Kapasitas yang dihasilkan sebesar 1 kg/menit (untuk singkong Ø30mm dengan panjang 300mm). Dengan demikian kapasitas dari mesin perajang yang direncanakan lebih efisien dari cara lama. Cara lama menghasilkan 0,5 kg/menit.

***Kata kunci:*** singkong, satu pendorong berbasis bandul,  
pemotong singkong, keripik, ketebalan potong

# **BUILDING PLAN OF CASSAVA CUTTING MACHINE FOR CHIPS MAKING WITH ONE PRESSURE SHAFT PENDULUM BASED**

**College Student name : Jeremia Gracius Purnomo**  
**NRP : 2114039033**  
**College Student name : M Rizal Rizki Hansyah**  
**NRP : 2114039037**  
**Departement : DIII Mechanical Engineering**  
**FTI - ITS**  
**Counsellor lecturer : Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT.**

## **Abstract**

*Home industry flaky cassava producer at this moment still use simple slice method, which is by use manual cutter, so require a lot of energy and long time. One of alternative to add efficiency and productivity which is make cutting machine with one pressure shaft pendulum based.*

*This cutting machine makings is began from design knife drive mechanism. Count began by looks for the large of force at machine elements used (shaft, pin, belt, pulley), the large of motor power, and resulting capacity by cutting machine. After making machine, look for the large of cutting force at cassava via attempt and do testing about result the real capacity by cutting machine.*

*From test was gotten cassava cutting force rate as big as 18 kgf. Drive utilizes motor as big as 0,25 HP were resulted circle disk 76 rpm. Resulting capacity by machine as big as 1 kg/minutes (for cassava Ø 3 mm with 300 mm lenght). So the capacity of this designed machine is more effective than the old method. The old method give 0,5 kg/minutes.*

*Key word: cassava, one pressure shaft pendulum based, cassava cutter, flaky, crosscut thickness*

## KATA PENGANTAR

Puji Syukur diucapkan kepada Tuhan YME, yang telah memberi kesehatan, kelancaran dan kemudahan hingga tersusunnya laporan tugas akhir ini. Laporan tugas akhir yang berjudul **“Rancang Bangun Mesin Perajang Singkong untuk Keripik dengan Satu Pendorong Berbasis Bandul”** ini disusun untuk memenuhi syarat kelulusan di Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANS.

Banyak pihak yang telah membantu penulis dalam pengerjaan alat maupun laporan tugas akhir ini, maka dari itu dengan segala kerendahan hati diucapkan terimakasih kepada:

1. Bapak **Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT** selaku dosen pembimbing I yang telah memberikan nasihat, bimbingan dan pengetahuan hingga tersusunnya buku tugas akhir ini.
2. Bapak **Jiwo Mulyono, S.Pd** selaku instruktur pembimbing yang telah memberikan nasihat, bimbingan dan pengetahuan hingga tersusunnya buku tugas akhir ini.
3. Bapak **Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT** selaku ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak **Ir. Suharyanto, MT** selaku koordinator tugas akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Seluruh tim dosen penguji yang berkenan untuk menguji, memberi kritik dan saran yang membangun untuk memperbaiki tugas akhir ini.
6. Seluruh bapak ibu dosen yang telah memberikan ilmu pengetahuannya kepada seluruh mahasiswa di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI – ITS.
7. Orang tua kami yang selalu memberikan dukungan penuh baik moriil maupun materiil.
8. Rekan-rekan seperjuangan MESIN DISNAKER angkatan 2014.
9. Semua pihak yang tak bisa saya sebut namanya yang telah membantu saya selama proses dalam menjalani perkuliahan di D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK.



Laporan tugas akhir ini tentunya masih memiliki banyak kekurangan baik dari segi isi maupun tata Bahasa. Maka dari itu, diharapkan kritik dan saran yang membangun untuk menyempurnakan penyusunan laporan tugas akhir ini.

Akhir kata, diharapkan laporan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca.

Surabaya, 1 Mei 2017

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL .....</b>	<b>i</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN .....</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>iv</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>vi</b>
<b>KATA PENGANTAR .....</b>	<b>vii</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>ix</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>xiii</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan Perancangan.....	2
1.5 Manfaat Perancangan.....	3
1.6 Sistematika Penulisan .....	3
<b>BAB II DASAR TEORI.....</b>	<b>5</b>
2.1 Pengertian Singkong .....	5
2.2 Motor AC.....	6
2.2.1 Torsi Motor.....	7
2.2.2 Gaya Motor yang dibutuhkan .....	7
2.3 Belt dan Pulley.....	8
2.3.1 Perencanaan Belt.....	9
2.3.2 Diameter Pulley yang Digerakkan .....	9
2.3.3 Kecepatan Keliling Pulley .....	10
2.3.4 Gaya Keliling Belt .....	10
2.3.5 Tegangan Belt .....	11
2.3.6 Sudut Kontak dan Panjang Keliling Belt .....	12
2.3.7 Panjang Belt .....	13
2.3.8 Menghitung Jumlah Belt.....	13
2.3.9 Tegangan Maksimum Pada Belt .....	14
2.3.10 Jumlah Kecepatan Per Satuan Panjang .....	14
2.3.11 Menghitung Umur Belt.....	15

2.3.12	Menghitung Dimensi Pulley .....	15
2.3.13	Gaya Berat Pulley yang Digerakkan .....	16
2.3.14	Gaya Pulley Terhadap Poros .....	16
2.4	Mata Pisau.....	17
2.5	Bearing.....	17
2.5.1	Bantalan Luncur .....	18
2.5.2	Bantalan Gelinding .....	19
2.5.3	Gaya Radial Bantalan.....	20
2.5.4	Beban Equivalen .....	20
2.5.5	Umur Bantalan .....	21
2.6	Perencanaan Pasak .....	22
2.7	Poros .....	29
2.7.1	Macam – Macam Poros.....	30
2.7.1.1	Poros Transmisi ( Line Shaft ) .....	30
2.7.1.2	Spindel ( Spindle ) .....	31
2.7.1.3	Gandar ( Axle ) .....	31
2.7.1.4	Poros .....	31
2.7.1.5	Poros Luwes .....	32
2.7.2	Hal – Hal Penting Dalam Perencanaan Poros .....	32
2.7.2.1	Kekuatan Poros.....	32
2.7.3	Momen Terbesar .....	33
2.7.3.1	Torsi.....	33
2.7.3.2	Diameter Poros .....	34
2.7.4	Diameter Baut .....	35
<b>BAB III METODOLOGI.....</b>		<b>37</b>
3.1	Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Perajang Singkong .....	38
3.2	Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir .....	38
3.2.1	Observasi.....	38
3.2.2	Studi Literatur .....	38
3.2.3	Perencanaan Desain Mesin .....	38
3.2.4	Perencanaan Dimensi dan Pemilihan Komponen ..	39
3.2.5	Pembuatan Mesin.....	39
3.2.6	Pengujian Mesin.....	39

3.2.7	Pembuatan Laporan.....	39
3.3	Metode Pengujian .....	39
<b>BAB IV PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN .....</b>		<b>41</b>
4.1	Menentukan Posisi Pisau Selama Proses Perajangan .....	41
4.1.1	Posisi Awal proses Perajangan.....	41
4.1.2	Posisi Tengah Proses Perajangan .....	41
4.1.3	Posisi Akhir Proses Perajangan .....	42
4.2	Percobaan Gaya Geser .....	42
4.2.1	Percobaan 1 .....	42
4.2.2	Percobaan 2 .....	45
4.3	Daya dan Putaran Motor .....	47
4.4	Perencanaan Belt dan Pulley.....	51
4.4.1	Kecepatan Keliling Pulley.....	51
4.4.2	Gaya Keliling Belt .....	51
4.4.3	Sudut Kontak dan Panjang Keliling Belt .....	52
4.4.4	Menghitung Panjang Belt.....	54
4.4.5	Menghitung Tegangan Karena Daya .....	56
4.4.6	Menentukan Diameter Minimal Baut Pada Disk ..	57
4.4.7	Menghitung Jumlah Belt .....	59
4.4.8	Tegangan Maksimum Pada Belt .....	59
4.4.9	Jumlah Putaran Belt .....	60
4.4.10	Umur Belt.....	61
4.4.11	Gaya Tarikan Belt Pada Poros Pisau.....	62
4.5	Perhitungan Poros .....	63
4.5.1	Sumbu Y dan Z .....	63
4.5.2	Sumbu Y .....	64
4.5.3	Sumbu Z .....	65
4.5.4	Sumbu X .....	70
4.5.5	Momen Terbesar .....	74
4.5.6	Menentukan Diameter Minimum Poros .....	74
4.6	Perhitungan Pasak.....	75
4.6.1	Tinjauan Terhadap Tegangan Geser .....	75
4.6.2	Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi .....	77
4.7	Perhitungan Bantalan .....	77

4.7.1	Gaya Radial Bantalan.....	78
4.7.2	Beban Ekuivalen .....	78
4.7.3	Umur Bantalan .....	80
<b>BAB V PENUTUP .....</b>		<b>81</b>
5.1	Kesimpulan .....	81
5.2	Saran .....	82
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>		<b>83</b>
<b>LAMPIRAN</b>		

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Singkong .....	5
Gambar 2.2	Motor AC .....	6
Gambar 2.3	Belt dan Pulley .....	8
Gambar 2.4	Transmisi Daya .....	9
Gambar 2.5	Sudut Kontak.....	12
Gambar 2.6	Disk Tempat Mata Pisau .....	17
Gambar 2.7	Bearing .....	18
Gambar 2.8	Bantalan Luncur .....	18
Gambar 2.9	Bantalan Gelinding.....	19
Gambar 2.10	Tabel Fs ( Service Factor ) .....	23
Gambar 2.11	Pasak Datar.....	23
Gambar 2.12	Pasak Tirus .....	24
Gambar 2.13	Pasak Setengah Silinder .....	24
Gambar 2.14	Pasak Datar Segi Empat .....	25
Gambar 2.15	Gaya Pada pasak : ( a ) tegangan geser yang terjadi pada pasak, ( b ) tegangan komprese yang terjadi pada pasak .....	26
Gambar 2.16	Poros.....	30
Gambar 2.17	Poros Transmisi.....	30
Gambar 2.18	Spindle.....	31
Gambar 2.19	Poros Gandar.....	31
Gambar 2.20	Contoh Poros.....	32
Gambar 3.1	Diagram Alir pengerjaan Tugas Akhir.....	36
Gambar 4.1	Posisi Awal Proses Perajangan .....	41
Gambar 4.2	Proses Tengah Proses Perajangan .....	41
Gambar 4.3	Proses Akhir Proses Perajangan .....	42
Gambar 4.4	Percobaan awal.....	43
Gambar 4.5	Proses Percobaan 2.....	45
Gambar 4.6	Luasan Singkong.....	46
Gambar 4.7	Pulley 1 dan 2.....	48
Gambar 4.8	Pulley 3 dan 4.....	49
Gambar 4.9	Penentuan r.....	50

Gambar 4.10	Kecepatan pada Pulley 4 .....	51
Gambar 4.11	Sudut Kontak Pulley 2 .....	52
Gambar 4.12	Sudut Kontak Pulley 4 .....	53
Gambar 4.13	Menentukan panjang “a” .....	54
Gambar 4.14	Menentukan panjang “a” .....	56
Gambar 4.15	Tegangan Geser pada Baut : (a) Tampak Depan, (b) Tampak Samping .....	57
Gambar 4.16	Gaya Tarikan 1 ( $F_1$ ) dan Tarikan 2 ( $F_2$ ) .....	63
Gambar 4.17	Free Body Diagram .....	63
Gambar 4.18	Gaya Poros Horizontal .....	64
Gambar 4.19	Free Body Diagram 2D .....	65
Gambar 4.20	Potongan 1-1 .....	66
Gambar 4.21	Potongan b-b .....	67
Gambar 4.22	Potongan c-c .....	68
Gambar 4.23	Diagram Geser Sumbu Z .....	70
Gambar 4.24	Diagram Momen Sumbu Z .....	70
Gambar 4.25	Free Body Diagram .....	70
Gambar 4.26	Free Body Diagram Pulley .....	71
Gambar 4.27	Tampak Potongan .....	71
Gambar 4.28	Potongan 1 .....	72
Gambar 4.29	Potongan 2 .....	72
Gambar 4.30	Diagram Geser Sumbu X .....	73
Gambar 4.31	Diagram Momen Sumbu X .....	74
Gambar 4.32	Tinjauan Tegangan Geser .....	76
Gambar 4.33	Tinjauan Tegangan Kompresi .....	77

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Singkong adalah sejenis buah dari tanaman umbi-umbian yang tumbuh di dalam tanah. Singkong berbentuk silinder yang ujungnya mengecil dengan diameter rata - rata sekitar 2-5 cm dan panjang sekitar 20-30 cm. Singkong biasanya diperdagangkan dalam bentuk masih kulit. Umbinya mempunyai kulit yang terdiri dari dua lapis yaitu kulit luar dan kulit dalam. Daging umbi berwarna putih dan kuning (*Muchtadi dan Sugiyono, 1989*).

Singkong merupakan salah satu sumber karbohidrat yang baik bagi tubuh. Beberapa penelitian bahkan menyatakan bahwa singkong jauh lebih banyak kandungan karbohidratnya dibandingkan dengan nasi sebagai menu utama makanan orang Indonesia. Selain itu singkong juga mengandung protein, lemak, mineral vitamin B, vitamin K, serat dan merupakan bahan makanan dengan kandungan kalori yang sangat tinggi. Kandungan kalori yang tinggi di dalam singkong membuat singkong lebih lama saat dicerna oleh tubuh.

Sebagai bahan masakan, singkong biasa dijadikan sebagai bahan makanan utama maupun makanan ringan. Banyak cara untuk mengolah singkong dengan cara direbus, digoreng, dipanggang, atau dibakar. Salah hasil pengolahan singkong yaitu dijadikan keripik singkong. Selama ini masih banyak penjual keripik singkong di daerah Madura, yang cara pembuatan keripik singkongnya masih menggunakan alat parut sederhana, dimana cara tersebut kurang aman yang mana dapat melukai tangan dan kurang efektif dari segi waktu.

Berdasarkan hal tersebut, akan dirancang dan diwujudkan sebuah Mesin Perajang dan Penggoreng Singkong Semi Otomatis. Pada mesin perajang dan penggoreng singkong semi otomatis ini digunakan motor listrik sebagai penggerak dan mata pisau lingkaran yang dirancang untuk memotong singkong dalam sekali



proses. Perancangan ini diharapkan mampu meningkatkan nilai tambah dan efisiensi dari sebuah proses pembuatan kripik singkong.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Berdasarkan uraian latar belakang diatas, penulis merumuskan permasalahan yang dibahas dalam perancangan ini adalah :

1. Bagaimana rancangan dan dimensi mesin perajang singkong ?
2. Berapakah gaya pemotongan yang dibutuhkan untuk merajang singkong ?
3. Berapakah torsi dan daya motor yang dibutuhkan ?

## **1.3 Batasan Masalah**

Agar penelitian ini dapat mencapai tujuan yang diinginkan, maka batasan masalah yang diberikan adalah sebagai berikut :

1. Kekuatan rangka mesin ( sambungan las ) diasumsikan aman.
2. Material yang dipakai pada mesin tidak dilakukan percobaan ( tes bahan ) tetapi diambil dari literature yang telah ada.
3. Perpindahan panas pada sistem tidak dibahas .
4. Singkong yang dapat dipotong pada alat ini yaitu singkong dengan diameter 70 mm hingga 80 mm dan dengan panjang maksimum 400 mm .
5. Singkong yang digunakan pada percobaan yang dilakukan selama penelitian ini adalah singkong dengan diameter 70 mm dan dengan panjang antara 200 mm hingga 300 mm

## **1.4 Tujuan Perancangan**

Adapun tujuan yang ingin diperoleh penulis dalam melakukan penelitian ini adalah sebagai berikut :

- 1 Mendapatkan hasil rancangan dan dimensi dari mesin perajang singkong.

- 2 Mendapatkan hasil perhitungan gaya untuk memotong singkong.
- 3 Mendapatkan hasil perhitungan torsi dan daya motor yang dibutuhkan.

### **1.5 Manfaat Perancangan**

Manfaat yang dihasilkan dalam penelitian ini yaitu :

1. Dapat merancang dan mewujudkan mesin perajang singkong.
2. Mempermudah proses perajangan dan penggorengan kripik singkong.
3. Meningkatkan nilai tambah dan efisiensi dari sebuah proses pembuatan kripik singkong.

### **1.6 Sistematika Penulisan**

Penulisan disusun dalam lima bab yaitu pendahuluan, dasar teori, metodologi , analisa data dan pembahasan, serta kesimpulan. Adapun perinciannya adalah sebagai berikut :

#### **BAB 1 PENDAHULUAN**

Pada bab pendahuluan dijelaskan tentang latar belakang penelitian, perumusan masalah, pembatasan masalah serta tujuan dan manfaat penelitian.

#### **BAB 2 DASAR TEORI**

Pada bab dasar teori dijelaskan tentang landasan teori dan hasil penelitian sebelumnya

#### **BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN**

Pada bab metodologi penelitian dijelaskan tentang spesifikasi peralatan yang akan dipakai dalam pengujian, cara pengujian, dan data yang diambil.

#### **BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN**

Pada bab hasil dan pembahasan akan dijelaskan tentang perhitungan perencanaan mesin perajang dan penggoreng singkong semi otomatis dan analisis dari data yang didapat dari hasil penelitian.

#### **BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN**

Pada bab lima peneliti menarik kesimpulan dari hasil perencanaan yang telah di analisa beserta dengan saran untuk penelitian berikutnya

#### **DAFTAR PUSTAKA**

#### **LAMPIRAN**

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1 Pengertian Singkong**

Singkong adalah sejenis buah dari tanaman umbi-umbian yang tumbuh di dalam tanah. Singkong berbentuk silinder yang ujungnya mengecil dengan diameter rata - rata sekitar 2-5 cm dan panjang sekitar 20-30 cm. Singkong biasanya diperdagangkan dalam bentuk masih kulit. Umbinya mempunyai kulit yang terdiri dari dua lapis yaitu kulit luar dan kulit dalam. Daging umbi berwarna putih dan kuning (*Muchtadi dan Sugiyono, 1989*).



**Gambar 2.1** Singkong

( Sumber : [www.academia.edu](http://www.academia.edu) )

## 2.2 Motor AC

AC motor merupakan motor listrik yang digerakkan oleh arus bolak-balik yang dapat mengubah energi listrik menjadi energi mekanik. Energi mekanik ini terbuat dari memanfaatkan gaya atau force yang dihasilkan oleh medan magnet berputar yang karena adanya arus bolak-balik yang mengalir melalui kumparan nya. AC Motor terdiri dari dua komponen utama :

- a. Stator stasioner yang ada di bagian luar.
- b. Rotor dalam yang menempel pada poros output.

AC motor dapat bergerak melalui prinsip kemagnetan.. AC Motor sederhana berisi sebuah kumparan / *coils* dan dua magnet tetap (*fixed magnets*) yang mengelilingi poros. Ketika muatan listrik diterapkan pada kumparan, maka kumparan tersebut akan menjadi electromagnet dan kemudian akan menghasilkan medan magnet. Hal tersebut akan membuat kumparan bergerak dan mulai putar, sehingga motorpun dapat mekerja. ( *Suharno, dkk* ).



**Gambar 2.2** Motor AC  
*Sumber : Mekatronika SMK, 2011*

### 2.2.1 Torsi Motor

Pengertian dari torsi adalah ukuran yang digunakan untuk gaya yang menyebabkan suatu gerak putar.  
(Sumber: <http://lancet.mit.edu/>)

Sehingga torsi dapat diperoleh menggunakan pendekatan perhitungan dengan rumus di bawah ini:

$$T = Fr. r.....(2.6)$$

Dimana :

T = torsi motor (kgf.mm)

Fr = gaya untuk memutar motor yang sudah dibebani  
(kgf)

r = jari-jari (mm)

### 2.2.2 Gaya Motor yang Dibutuhkan

Daya motor dapat diartikan sebagai satuan kerja per satuan waktu yang dihasilkan oleh motor tersebut.  
(Sumber: <http://www.physicsclassroom.com/>)

Sehingga daya motor dapat diperoleh menggunakan pendekatan perhitungan dengan rumus di bawah ini:

$$T = 974.000 \frac{P}{n}.....2.7)$$

Dimana :

T = torsi motor (kgf.mm)

$P$  = daya motor (kW)

$n$  = putaran motor (rpm)

## 2.3 Belt dan Pulley

*Belt* termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana dibandingkan dengan rantai dan roda gigi. *Belt* terpasang pada dua buah *pulley* atau lebih, *pulley* pertama sebagai penggerak sedangkan *pulley* yang kedua berfungsi sebagai yang digerakkan. *Belt* inilah yang nantinya berperan sebagai pemindah daya dari motor AC menuju *pulley* yang berhubungan dengan mata pisau dan pengaduk.

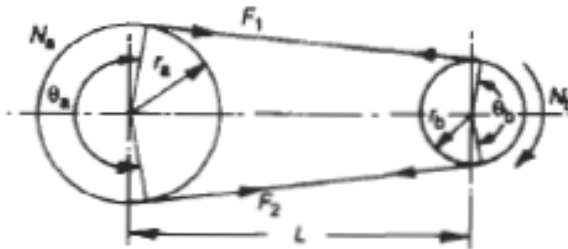
*Belt* yang digunakan adalah jenis *V-Belt* dengan penampang melintang berbentuk trapezium karena transmisi ini tergolong sederhana dan memiliki gaya gesek yang besar dibandingkan *belt* yang lainnya, selain itu dari sisi ekonomisnya *V-Belt* lebih murah dibandingkan dengan penggunaan transmisi yang lain.



**Gambar 2.3** Belt & pulley  
(Sumber : Artikel Ilmiah “BOSASIK”, 2015)

### 2.3.1 Perencanaan Belt

Dalam mesin ini menggunakan belt dengan bentuk penampang V (V-Belt), dalam penggunaan V- belt untuk menentukan kecepatan dan dimensi dari belt dan pulley dengan cara sebagai berikut:



**Gambar 2.4.** transmisi daya

### 2.3.2 Diameter Pulley yang Digerakkan

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{D_2}{D_1} \dots\dots\dots(2.6)(\text{ref 2 hal 166})$$

Dimana :

$D_2$  = diameter pulley yang digerakkan ( mm )

$n_2$  = putaran pulley yang digerakkan ( rpm )

$D_1$  = diameter pulley penggerak ( mm )

$n_1$  = putaran pulley penggerak ( rpm )



### 2.3.3 Kecepatan Keliling Pulley

Kecepatan keliling pulley dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$V = \frac{\pi \times D \times n}{60 \times 1000} \dots\dots\dots(2.7)(\text{ref})$$

Dimana :

$V$  = kecepatan keliling pulley ( $m/s$ )

$D$  = Diameter pulley ( $mm$ )

$n$  = Putaran motor ( $rpm$ )

### 2.3.4 Gaya Keliling Belt

$$P_{rated} = \frac{102 \cdot N}{V} \dots\dots\dots(2.8)(\text{ref 3 hal 252})$$

Dimana :

$P_{rated}$  = gaya keliling belt ( $kg$ )

$N$  = daya motor ( $KW$ )

$V$  = kecepatan keliling pulley ( $m/s$ )

Dengan adanya overload factor  $\beta$  maka gaya keliling maksimum sebesar :

$$F_{max} = \beta \cdot F_{rated} \dots\dots(2.9)(\text{ref 3 hal 252})$$

Dimana :

$F_{\max}$  = gaya keliling maksimum ( $kg$ )

$\beta$  = faktor overload

$F_{rated}$  = gaya keliling belt ( $kg$ )

### 2.3.5 Tegangan Belt

Penampang belt yang akan dipilih dengan tegangan yang timbul akibat beban mula, maka dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0 \dots \dots \dots (2.10) \text{ (ref 3 hal 252 )}$$

Dimana :

$\sigma_d$  = tegangan yang timbul pada belt ( $kg/cm^2$ )

$\varphi$  = faktor tarikan

$\sigma_o$  = tegangan awal ( $kg/cm^2$ )

Sebaiknya besarnya tegangan awal ( $\sigma_d$ ) tidak melebihi  $18 \frac{kg}{cm^2}$  untuk belt datar dan  $12 \frac{kg}{cm^2}$  untuk V-Belt

Hal tersebut berdasarkan pada percobaan dengan kondisi:

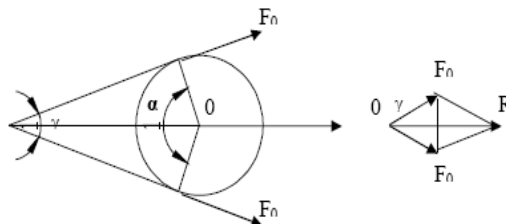
1. Open belt dengan pulley dari cast iron
2. Beban konstan dengan kecepatan keliling V
3. Sudut kontak  $\alpha = \pi$ , dan faktor tarikan  $\varphi = \varphi_0$

Titik dimana mulai terjadinya perubahan kurva dari keadaan tidak stabil disebut titik kritis (critical point), yaitu  $\varphi_0$ . Pada

rumus tersebut niali dari  $\varphi = \varphi_0$ , maka harga untuk tiap belt:

- Untuk belt datar :  $\varphi_0 = 0,5 - 0,6$
- Untuk V-Belt :  $\varphi_0 = 0,7 - 0,9$

### 2.3.6 Sudut Kontak dan Panjang Keliling Belt



**Gambar 2.5** sudut kontak

Untuk mengetahui jumlah berapa derajat sudut kontak dan panjang belt yang akan digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan rumus pada lampiran. Besarnya sudut kontak antara pulley dan belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$\alpha = 180 - \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ \dots \dots \dots (2.11) (\text{ref 3 hal 253})$$

Dimana:

$\alpha$  = sudut kontak ( $^\circ$ )

$D_2$  = diameter pulley yang digerakkan ( $mm$ )

$D_1$  = diameter pulley penggerak ( $mm$ )

$a$  = jarak antar poros ( $mm$ )

### 2.3.7 Panjang Belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan dicapai digunakan rumus :

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} \dots \dots (2.11) (\text{ref 3 hal 241})$$

Dimana:

$L$  = panjang belt ( $mm$ )

$a$  = jarak antar poros ( $mm$ )

$D_2$  = diameter pulley yang digerakkan ( $mm$ )

$D_1$  = diameter pulley penggerak ( $mm$ )

### 2.3.8 Menghitung Jumlah Belt

Untuk menghitung jumlah belt yang akan digunakan dapat dicari dengan menggunakan rumus:

$$Z = \frac{F_{rated}}{\sigma_d \cdot A} \dots \dots \dots (2.12) (\text{ref})$$

Dimana:

$Z$  = jumlah belt ( $buah$ )

$F_{rated}$  = gaya keliling belt ( $kg$ )

$\sigma_d$  = tegangan belt ( $kg/cm^2$ )

$A$  = luas panampang belt ( $cm^2$ )

### 2.3.9 Tegangan Maksimum Pada Belt

Dalam kondisi operasinya, tarikan maksimum pada belt akan terjadi pada bagian yang tegang dan itu terjadi pada titik awal belt memasuki pulley penggerak sehingga tegangan maksimum yang terjadi, dengan menggunakan rumus:

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F}{2A} + \frac{\gamma.V^2}{10.g} + Eb \frac{h}{D_{min}} \dots (2.13)(ref)$$

Dimana:

$\sigma_{max}$  =tegangan yang timbul pada belt ( $kg/cm^2$ )

$\sigma_0$  =tegangan awal belt ( $kg/cm^2$ )

$\gamma$  =berat jenis ( $kg/dm^3$ )

$Eb$  =modulus elastisitas bahan belt ( $kg/cm^3$ )

$h$  =tebal belt ( $mm$ )

$D_{min}$  =diameter pulley yan terkecil ( $mm$ )

### 2.3.10 Jumlah Kecepatan Per Satuan Panjang

Untuk mengetahui kecepatan persatuan panjang, digunakan rumus sebagai berikut:

$$u = \frac{V}{L} \dots \dots \dots (2.14)(ref \ 3 \ hal \ 253)$$

Dimana:

$u = 1/sec$

$V$  =kecepatan keliling pulley ( $m/s$ )

$L$  =panjang belt ( $m$ )

### 2.3.11 Menghitung Umur Belt

Umur belt disini merupakan salah satu hal yang penting dalam perencanaan transmisi yang menggunakan belt. Untuk mengetahui beberapa lama umur belt yang diakibatkan dari proses permesinan ini yaitu dengan menggunakan rumus:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot U \cdot Z} \left[ \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m \dots (2.15) \text{ (ref 3 hal 253)}$$

Dimana:

$H$  = umur belt (*jam*)

$N_{base}$  = basis dari tegangan kelelahan yaitu  $10^7 \text{ cycle}$

$U$  = jumlah putaran belt persatuan panjang

$Z$  = jumlah belt

$\sigma_{fat}$  = fatigue limit  $90 \text{ kg/cm}^2$  untuk V-Belt

$\sigma_{max}$  = tegangan yang timbul karena V-Belt ( $\text{kg/cm}^2$ )

$m$  = konstanta V-Belt = 8

### 2.3.12 Menghitung Dimensi Pulley

Keterangan:

$S$  = jarak antara tepi dan tengah alur pulley (*mm*)

$B$  = lebar alur pulley (*mm*)

$U$  = sudut alur pulley

$D_{in}$  = diameter dalam pulley (*mm*)

$D_{out}$  = diameter luar pulley ( $mm$ )

Data-data untuk mencari diameter luar dan dalam pulley poros motor dan pulley poros , didapat dari lampiran tentang spesifikasi V-Belt Type A adalah sebagai berikut :

- Diameter luar pulley  $D_{out} = D_m + 2. c..(2.16)$
- Diameter dalam pulley  $D_{in} = D_p + 2. e...(2.17)$
- Lebar pulley  $B = (z - 1)t + 2. s.(2.18)$

### 2.3.13 Gaya Berat Pulley yang Digerakkan

Untuk mengetahui besarnya gaya berat pulley yang digerakkan dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$W = \rho. v. g.....(2.19)(ref)$$

$$V = \frac{\pi}{4}(D_{out} - D_{in}^2)B.....(2.20)(ref)$$

Dimana:

$W$  =gaya berat pulley yang digerakkan ( $N$ )

$\rho$  =masa jenis bahan pulley ( $kg/m^3$ )

$v$  =volume pulley ( $m^3$ )

$D_{out}$  =diameter luar pulley yang digerakkan ( $m^3$ )

$D_{in}$  =diameter dalam pulley yang digerakkan ( $m^3$ )

$B$  =lebar pulley ( $mm$ )

$g$  =gravitasi bumi ( $\frac{km}{s^2}$ )

### 2.3.14 Gaya Pulley Terhadap Poros

Besarnya gaya pulley yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$FR = \frac{F}{v}. \sin \frac{\alpha}{2}.....(2.21)(ref)$$

Dimana:

$F$  = gaya keliling pulley ( $kg$ )

$v$  = faktor tarikan

$\alpha$  = sudut kontak ( $^\circ$ )

## 2.4 Mata Pisau

Mata pisau yang terbuat dari bahan stainless steel yang tentunya dipilih agar mata pisau tidak mudah berkarat. Mata pisau ini dibuat sedemikian rupa agar nantiya proses perajangan dapat dilakukan dengan mudah dan hasil perajangan sesuai dengan apa yang diinginkan.



**Gambar 2.6** Disk Tempat Mata Pisau

*Sumber : Mesin singkong, 2016*

## 2.5 Bearing

Bantalan merupakan salah satu bagian dari elemen mesin yang memegang peranan cukup penting karena fungsi dari bantalan yaitu untuk menumpu sebuah poros agar poros dapat berputar tanpa mengalami gesekan yang berlebihan. Bantalan harus cukup kuat untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya dapat bekerja dengan baik.





**Gambar 2.7** Bearing  
*Sumber : Harey Bearing, 2013*

### **2.5.1 Bantalan Luncur**

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan dengan perantaraan lapisan pelumas. Bantalan luncur mampu menumpu poros berputar tinggi dengan beban besar. Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah.



**Gambar 2.8.** Bantalan Luncur  
*Sumber : iwan sugiarto blogspot*

Karena gesekannya yang besar pada waktu mulai jalan, bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar, Memerlukan pendinginan khusus. Sekalipun demikian karena adanya lapisan pelumas, bantalan ini dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tidak bersuara. Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah.

### **2.5.2 Bantalan Gelinding**

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat. Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut.

Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitian yang tinggi maka bantalan gelinding hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Adapun harganya pada umumnya lebih mahal daripada bantalan luncur. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian, Bantalan gelinding diproduksi menurut standar dalam berbagai ukuran dan bentuk.



**Gambar 2.9** Bantalan Gelinding

*Sumber : iwan sugiarto blogspot*

Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekannya yang rendah. Pelumasannya pun sangat sederhana cukup dengan gemuk, Bahkan pada macam yang memakai sil sendiri tidak perlu pelumasan lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi namun karena adanya gerakan elemen gelinding dan sankar, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur. Pada waktu memilih bantalan, ciri masing-masing masih harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaian, lokasi dan macam beban yang akan dialami.

### 2.5.3 Gaya Radial Bantalan

Gaya radial bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$F_r = \sqrt{(F_h)^2 + (F_v)^2} \dots\dots\dots(2.25)(\text{ref})$$

Dimana:

$F$  =beban radial dalam ( $lb$ )

$F_h$  =gaya sumbu horizontal ( $lb$ )

$F_v$  =gaya sumbu vertical

### 2.5.4 Beban Equivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA yang dimaksud dengan Beban equivalent adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan dengan ring dalam berputar sedangkan ring luar tetap. Ini akan memberikan umur yang sama seperti pada bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Untuk menghitung beban equivalent pada bantalan dapat menggunakan rumus :

$$P = X.V.F_r + YF_a \dots\dots\dots(2.26)(\text{ref})$$

Dimana:

$P$  = beban equivalent ( $lb$ )

$X$  = faktor beban radial

$V$  = faktor putaran

Ring dalam yang berputar  $V = 1$

Ring luar yang berputar  $V = 1.2$

$F_a$  = beban aksial ( $lb$ )

$Y$  = faktor beban aksial

Bila beban radialnya lebih besar daripada beban aksial maka beban ekuivalen dapat ditulis sebagai berikut:

$$P = V \cdot F_r$$

Bila bantalan yang dipilih adalah single row bearing maka:

$$P_a = F_s(X \cdot V \cdot F_{Ar} + Y \cdot F_a)$$

Karena:  $F_a = 0$  ada gaya aksial

$$\frac{F_a}{v \cdot F_r} = 0$$

$$\frac{F_a}{v \cdot F_r} \leq 1$$

Maka nilai  $X = 1$  dan  $Y = 0$

### **2.5.5 Umur Bantalan**

Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60.n_p} \cdot \left[ \frac{C}{P} \right]^b \dots\dots\dots(2.27)(\text{ref 4 hal 485})$$

Dimana:

$L_{10}$  =umur bantalan ( jam kerja )

$C$  =diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui ( $lb$ )

$P$  =beban equivalent ( $lb$ )

$n_p$  =putaran poros ( $rpm$ )

$b =3$ , untuk bantalan dengan bola

$b =10/3$  bila bantalan adalah bantala rol

Section

Table 9-8 Ball bearing service factors,  $F_s$

Type of Service	Multiply Calculated Load by Following Factors	
	Ball Bearings	Roller Bearings
Uniform and steady load _____	1.0	1.0
Light shock load _____	1.5	1.0
Moderate shock load _____	2.0	1.3
Heavy shock load _____	2.5	1.7
Extreme and indeterminate shock load _____	3.0	2.0

**Gambar 2.10** Tabel  $F_s$  ( Service Factor )

## 2.6 Perencanaan Pasak

Seperti halnya baut dan sekrup, pasak digunakan untuk membuat sambungan yang dapat dilepas yang berfungsi

untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan elemen mesin yang lain seperti : Roda gigi, Pulley, Sprocket, Impeller dan lain sebagainya.

Distribusi tegangan secara aktual pada sambungan pasak tidak dapat diketahui secara lengkap, maka dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

- Untuk torsi yang tetap dan konstan  $N = 1,5$
- Untuk beban kejut yang kecil (rendah)  $N = 2,5$
- Untuk beban kejut yang besar terutama bolak – balik  
 $N = 4,5$

Pada pasak yang rata, sisi sampingnya harus pas dengan alur pasak agar pasak tidak menjadi goyah dan rusak. ukuran dan standard yang digunakan terdapat dalam lapisan. Untuk pasak, umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari  $60 \text{ kg/mm}^2$ , lebih kuat daripada porosnya. Kadang sengaja dipilih bahan yang sengaja lemah untuk pasak, sehingga pasak terlebih dahulu rusak daripada porosnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

1. Pasak datar ( Square key ).



**Gambar 2.11 Pasak Datar**

2. Pasak Tirus ( Tapered key ).



**Gambar 2.12.** Pasak Tirus

*Sumber : linngear.com*

3. Pasak setengah silinder ( Woodruff key ).



**Gambar 2.13** Pasak Setengah silinder

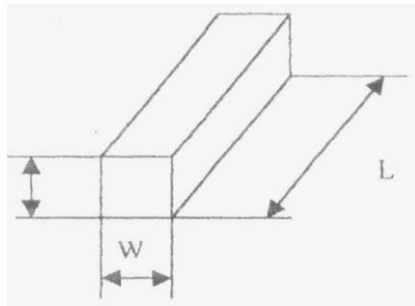
*Sumber : Richmodsupply.com*

Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

1. Pasak memanjang ( Spie ) menerima gaya sepanjang pasak terbagi secara merata. Pasak ini dibedakan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.

2. Pasak melintang ( pen / pena ) menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dapat menjadi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris

Pada perencanaan mesin perajang dan penggoreng singkong semi otomatis ini dipakai tipe pasak datar segi empat, karena tipe pasak ini dapat meneruskan momen yang besar. Pasak ini mempunyai dimensi yaitu lebar ( $W$ ). Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35 % dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5  $D$ ). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandardkan, maka beban yang timbul oleh gaya  $F$  yang besar hendaknya diatasi dengan menyesuaikan panjang pasak.



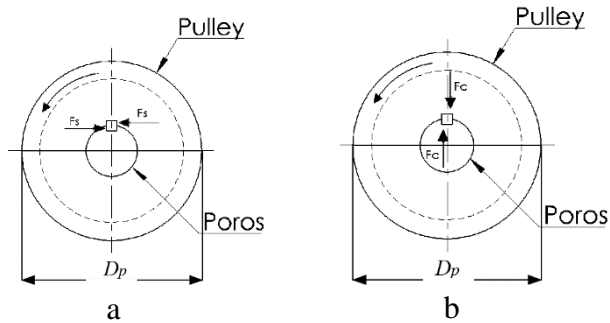
**Gambar 2.14** Pasak datar segi empat

Dimana :

$W$  = Sisi pasak (in)

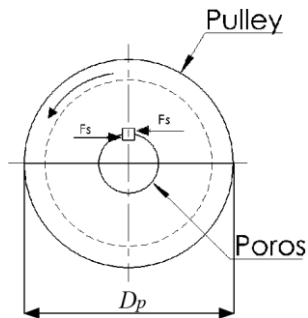
$L$  = Panjang pasak (in)





**Gambar 2.15** Gaya pada pasak : (a) tegangan geser yang terjadi pada pasak, (b) tegangan kompresi yang terjadi pada pasak

Bila poros berputar dengan torsi sebesar  $T$  maka pasak akan menerima gaya  $F_s$  dan selanjutnya akan menimbulkan tegangan geser ( $\sigma_s$ ) dan tegangan kompresi ( $\sigma_c$ ).



Besarnya gaya  $F_s$  adalah :

$$F_s = \frac{T}{D/2}$$

Dimana :

Dp = Diameter poros

T = Torsi

Menghitung pasak ada 2 tinjauan yaitu menurut tegangan geser dengan menggunakan rumus :

$$\tau_s = \frac{F}{A}$$

$$\tau_s = \frac{2.T}{W.L.D} \dots\dots\dots (7-1a)$$

Dimana :

$\tau_s$  = Tegangan geser pada pasak.

T = Torsi poros.

L = Panjang pasak..

W = Lebar pasak.

D = Diameter poros.

Syarat pasak aman harus memenuhi :

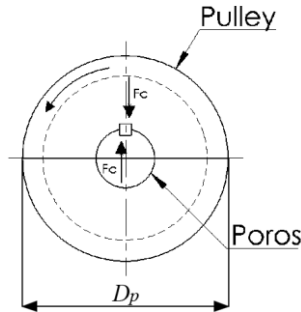
$$\sigma_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{S_{symp}}{N} \dots\dots\dots (7-1b)$$

Dimana :

$S_{syp}$  = Shear strength yield point

$N$  = Angka keamanan

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat yaitu setengah dari tinggi pasak masuk pada porosnya dan setengahnya lagi masuk pada hubnya, tinggi pasak (  $H$  ) sama dengan lebar pasak (  $W$  ).



Bila pada pasak gaya  $F$  ini akan menimbulkan tegangan kompresi yang besarnya :

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{2.T}{D.0,5.W.L} \dots\dots\dots (7-2a)$$

$$\sigma_c = \frac{4.T}{L.W.D} \dots\dots\dots (7-2b)$$

Syarat pasak aman harus memenuhi :

$$\tau_c = \frac{4T}{W.L.D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots\dots(2.34)(\text{ref. hal 367})$$

Dimana :

W = Sisi pasak

D = Diameter poros

T = Torsi

S<sub>syp</sub> = Tegangan ijin material (psi)

N = Faktor keamanan

## 2.7 Poros

Poros adalah penopang bagian mesin yang diam, berayun atau berputar, tetapi tidak menderita momen putar dan dengan demikian tegangan utamanya adalah tekukan (*bending*). Poros dalam mesin ini berfungsi untuk meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Setiap elemen mesin yang berputar, seperti cakara tali, *pulley*, sabuk mesin, piringan kabel, tromol kabel, roda gigi, dipasang berputar terhadap poros pendukung yang tetap atau dipasang tetap pada poros pendukung yang berputar.



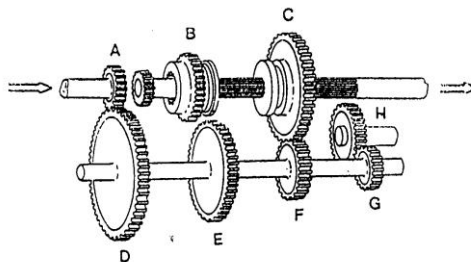
**Gambar 2.16** Poros  
Sumber : Produktif Area, 2014

### 2.7.1 Macam – Macam Poros

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut :

#### 2.7.1.1 Poros Transmisi ( line Shaft )

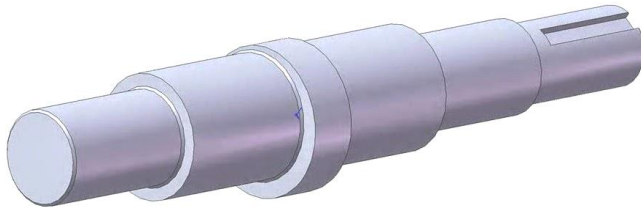
Poros ini mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, puli sabuk , rantai dll.



**Gambar 2.17** Poros Transmisi  
Sumber : [tecnomech.blogspot.com](http://tecnomech.blogspot.com)

### 2.7.1.2 Spindel ( Spindle )

Poros yang pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran . syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.



**Gambar 2.18.** Spindle

*Sumber : artikelteknikmesin.com*

### 2.7.1.3 Gandar ( Axle )

Poros ini dipasang diantara roda-roda kereta api, dimana tidak mendapat beban lentur, kecuali jika digerakan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir .



**Gambar 2.19** Poros Gandar

*Sumber : axleshaft.in*

#### **2.7.1.4 Poros**

Poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakan. Poros ini mendapat beban puntir murni dan lentur.



**Gambar 2.20** Contoh Poros  
*Sumber : artikelteknikmesin.com*

#### **2.7.1.5 Poros Luwes**

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros membentuk sudut dengan poros lainnya. Daya yang dipindahkan kecil.

### **2.7.2 Hal-hal Penting Dalam Perencanaan Poros**

Hal-hal yang perlu diperhatikan didalam merencanakan sebuah poros adalah :

#### **2.7.2.1 Kekuatan Poros**

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin. Faktor faktor yang harus diperhatikan untuk perencanaan poros yaitu faktor kelelahan dan pengaruh konsentrasi tegangan apabila diameter poros diperkecil atau poros bertangga atau mempunyai alur pasak. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban diatas.

### 2.7.3 Momen Terbesar

Untuk melakukan perhitungan momen terbesar yang terjadi pada poros maka terlebih dahulu dibuat diagram bidang momen, dari diagram bidang tersebut akan diketahui letak momen terbesar pada bidang horizontal dan vertikal yang dapat dihitung dengan persamaan sabagi berikut:

$$M = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2} \dots \dots \dots (2.22) (\text{ref 3 hal 419})$$

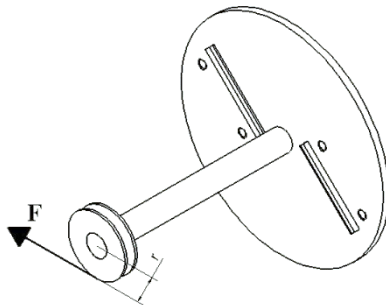
Dimana :

$M_h$  =momen yang terjadi pada bidang horizontal

$M_v$  =momen yang terjadi pada bidang vertical

#### 2.7.3.1 Torsi

Untuk menghitung torsi yang terjadi dapat digunakan persamaan sebagai berikut :



$$T = \frac{63000.N}{n_2} \quad (lb. in) \dots \dots \dots (2.23) (\text{ref 4 hal 666})$$



Dimana:

$N$  = daya motor ( $Hp$ )

$T$  = torsi yang terjadi ( $lb.in$ )

$n_2$  = putaran poros ( $rpm$ )

### 2.7.3.2 Diameter Poros

Dari data bahan poros telah ditentukan sehingga diperoleh strength yield point ( $Syp$ ). Dengan data tersebut kemudian dilakukan perhitungan diameter poros dengan persamaan :

$$\frac{0,5 \cdot Syp}{N} \geq \frac{16}{\pi \cdot D_o^3 \left[ 1 - \left( \frac{D_i}{D_o} \right)^4 \right]} \sqrt{M^2 + T^2} \dots \dots (Deutschman \text{ hal } 338)$$

Dimana:

$Syp$  = Strength yield point

$N$  = faktor keamanan

$D_i$  = diameter dalam poros

$D_o$  = diameter luar poros

$M$  = momen bending pada poros

$T$  = torsi yang terjadi pada poros

Dengan memasukkan data – data yang ada kedalam rumus diatas maka akan diperoleh diameter poros.

#### 2.7.4 Diameter Baut

Dari data bahan baut yang telah ditentukan sehingga diperoleh strength yield point (Syp). Dengan data tersebut kemudian dilakukan perhitungan diameter baut minimum dengan persamaan :

$$\frac{F}{\pi .d.(\frac{h}{2})} \leq \frac{0,58 Syp}{N} \dots ( \text{Deutschman hal 90})$$

Dimana:

*Syp* =Strength yield point

*N* =faktor keamanan

*D* =diameter baut

*H* = panjang baut

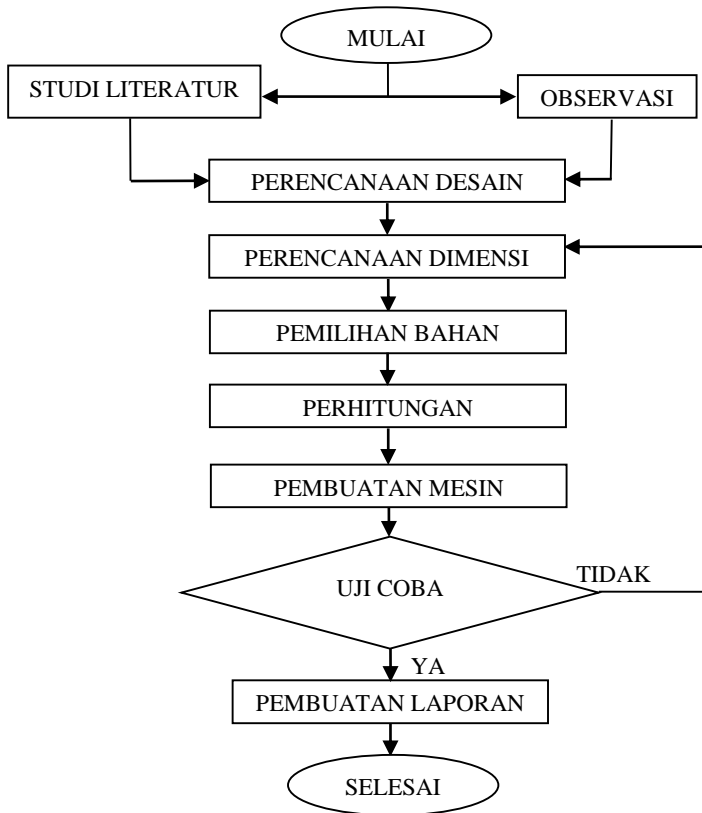
Dengan memasukkan data – data yang ada kedalam rumus diatas maka akan diperoleh diameter minimum baut.

*HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN*

### BAB III METODOLOGI

Dalam pengerjaan tugas akhir ini langkah-langkah yang dilakukan seperti tergambar pada diagram alir berikut ini.

#### 3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Mesin Perajang Singkong untuk Keripik dengan Satu Pendorong Berbasis Bandul



*Gambar 3.1. Diagram alir pengerjaan Tugas Akhir*

### **3.2 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir**

Dalam kegiatan ini dirancang mesin perajang dan penggoreng singkong semi otomatis. Untuk dapat mencapai hasil tersebut maka langkah-langkah kegiatan yang akan dilakukan secara ringkas dapat diuraikan sebagai berikut:

#### **3.2.1 Observasi**

Tahap ini dilakukan untuk mengetahui gaya pemotongan pada singkong sehingga dapat merencanakan komponen – komponen mesin yang lain. Disamping itu kami mengkaji bahan yang ada di pasaran.

#### **3.2.2 Studi literatur**

Pada tahap awal dilakukan studi literatur yang berhubungan dengan perencanaan komponen – komponen dan bahan yang digunakan serta dimensi yang membuat mesin ini bekerja dengan maksimal.

Disamping itu dilakukan pencarian data dan literatur dari internet, buku / text book, diktat yang mengacu pada referensi, dan tugas akhir yang berkaitan dan berhubungan dengan singkong, *mata potong, dan pemotongan singkong*.

#### **3.2.3 Perencanaan Desain Mesin**

Perencanaan awal ini didasari pada hasil kaji literatur, kaji karakteristik, desain, dan dimensi dari mesin yang sudah ada. Dari rancangan awal ini diperoleh konsep *mesin perajang dan penggoreng singkong semi otomatis*. Perancangan awal ini dimaksudkan untuk mendapatkan desain yang selanjutnya akan diterapkan pada alat tersebut dengan memperhatikan data-data yang diperoleh dari studi literatur maupun observasi.

#### **3.2.4 Perencanaan Dimensi dan Pemilihan komponen**

Perancangan dimulai dari bentuk penyusunan dan ukuran alat yang dibuat menggunakan software solidworks. Kemudian dilakukan pemilihan bahan yang dibutuhkan untuk perangkaian alat, dimana komponen-komponen tersebut memiliki kualitas yang baik dan harga yang sesuai.

#### **3.2.5 Pembuatan Mesin**

Tahap pembuatan mesin ini didasarkan pada desain, dimensi dan kebutuhan alat yang diperlukan. Setelah semua dipersiapkan maka selanjutnya dibuat mesin atau produk yang siap untuk diuji dengan memasukkan bahan atau singkong yang akan dipotong dan digoring .

#### **3.2.6 Pengujian Mesin**

Dilakukan beberapa kali pengoperasian pada mesin tersebut agar dapat melihat kinerja, karakteristik, dan keandalannya. Hasil dari pengujian tersebut dibandingkan dari segi ekonomis dan cara pengoperasiannya sesuai dengan apa yang diharapkan atau masih belum, kalau sudah dianalisa maka akan dilanjutkan dengan pembuatan laporan.

#### **3.2.7 Pembuatan Laporan**

Tahap ini adalah tahap terakhir dari pembuatan mesin perajang dan penggoreng singkong, dengan membuat laporan dari tahap observasi hingga pengujian alat.

### **3.3 Metode Pengujian**

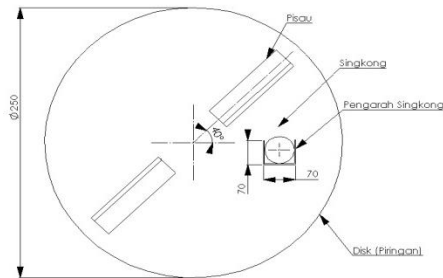
Pada waktu menguji alat ini kami meletakkan singkong dengan diameter 70 mm dan singkong yang berbeda diameter ukurannya yaitu singkong dengan diameter 80 mm dan dengan panjang 300 mm, yang bertujuan untuk menghasilkan produk yang lebih baik serta dapat menganalisa kinerja mesin, apabila ada salah satu komponen yang mengalami kerusakan maka dilakukan perbaikan.

*HALAMAN INI SENGAJA DIKOSONGKAN*

## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Menentukan Posisi Pisau Selama Proses Perajangan

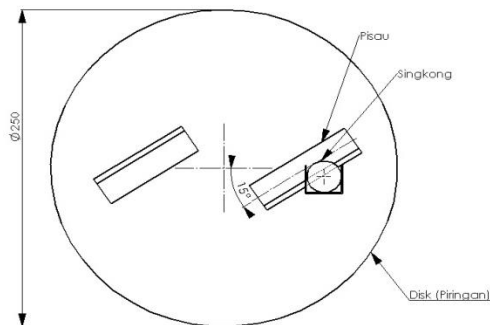
#### 4.1.1 Posisi Awal Proses Perajangan



*Gambar 4.1 Posisi awal proses perajangan*

Pada gambar diatas diketahui bahwa pada saat pisau dan sumbu absis dari disk (piringan) membentuk sudut  $40^\circ$  maka pada kondisi tersebut mata pisau mulai menyentuh singkong. Hal ini berarti proses perajangan singkong mulai dilakukan oleh pisau.

#### 4.1.2 Posisi Tengah Proses Perajangan

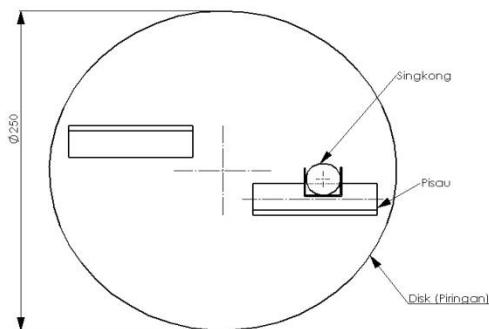


*Gambar 4.2 Posisi tengah proses perajangan*



Pada gambar diatas diketahui bahwa pada saat pisau dan sumbu absis dari disk (piringan) membentuk sudut  $15^\circ$  maka pada kondisi tersebut pisau berada di bagian tengah dari singkong. Hal ini berarti proses perajangan berada pada setengah bagian dari singkong.

### 4.1.3 Posisi Akhir Proses Perajangan



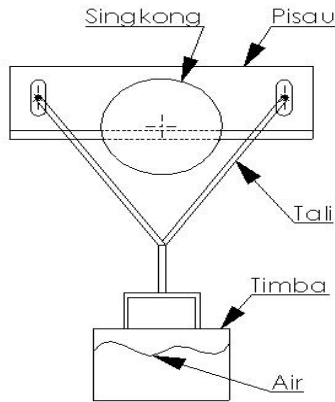
*Gambar 4.3 Posisi akhir proses perajangan*

Dari gambar diatas diketahui bahwa pada saat pisau dan sumbu absis dari disk (piringan) sejajar, maka pada kondisi tersebut mata pisau telah melewati singkong.

## 4.2 Percobaan Gaya Geser

### 4.2.1 Percobaan 1

Sebelum pembuatan mesin, terlebih dahulu dilakukan proses percobaan untuk mengetahui besarnya gaya geser pada saat proses perajangan singkong tanpa menggunakan mesin. Percobaan dilakukan dengan metode seperti pada gambar dibawah ini :



*Gambar 4.4 Percobaan awal*

Metode percobaan : proses pertama yaitu meletakkan singkong diatas tangga, selanjutnya pisau diletakkan diatas singkong dimana pada kedua ujung pisau diikatkan tali yang terhubung ke timba/ember. Proses selanjutnya yaitu mengisi air didalam timba/ember sehingga akan menyebabkan pisau turun ke bawah dan memotong singkong. Besarnya berat dari air yang ada didalam timba/ember merupakan besarnya gaya potong yang terjadi pada saat proses perajangan singkong.

Dari percobaan 1 didapatkan gaya potong sebesar 18 kg (176,58 N) untuk diameter singkong sebesar 30 mm. Dari data yang sudah ada, maka dapat dihitung besarnya tegangan geser ( $\tau_s$ ) menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\tau_s = \frac{F}{A}$$

Dimana :

- $\tau_s$  = Tegangan geser singkong
- F = Gaya potong
- A = Luasan singkong

Sehingga didapatkan :

$$\tau_s = \frac{F}{A}$$

$$\tau_s = \frac{m \cdot g}{\frac{1}{4} \pi d^2}$$

$$\tau_s = \frac{18 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}}{\frac{1}{4} \pi (0,03 \text{ m})^2}$$

$$\tau_s = \frac{176,58 \text{ N}}{7,068 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$\tau_s = 249,830 \times 10^3 \text{ Pa}$$

Dari percobaan 1 maka dapat diketahui besar torsi dan juga daya perencanaan awal untuk motor dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$T = F \times r$$

Dimana :

T = Torsi motor

F = Gaya percobaan 1

R = jari-jari

Sehingga didapatkan torsi dan daya motor sebagai berikut :

**Torsi :**

$$T = F \times r$$

$$T = 18 \text{ kgf} \times 140 \text{ mm}$$

$$T = 2520 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

**Daya :**

$$T = 716200 \times \frac{\text{Daya}}{\text{Putaran}(\text{rpm})}$$

$$\text{Daya} = \frac{T \times \text{Putaran}(\text{rpm})}{716200}$$

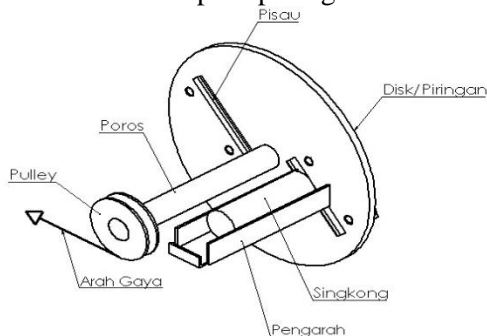
$$\text{Daya} = \frac{2520 \text{ kgf.mm} \times 76 \text{ rotation}}{716200 \text{ menit}}$$

$$\text{Daya} = 0,267 \text{ HP}$$

Jadi. motor yang digunakan untuk perencanaan awal sebesar 0,25 HP

#### **4.2.2 Percobaan 2**

Setelah pembuatan mesin, dilakukan percobaan 2 untuk mengetahui besarnya daya pemotongan maksimum akibat gaya geser yang terjadi dan juga menentukan torsi yang terjadi apabila proses perajangan dilakukan menggunakan mesin. Percobaan dilakukan melalui metode seperti pada gambar di bawah ini :



*Gambar 4.5 Proses Percobaan 2*

### Metode Percobaan :

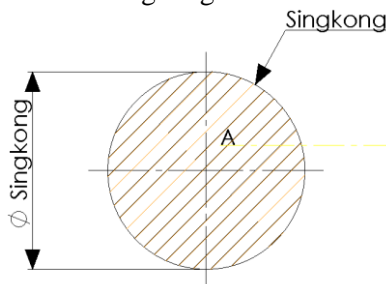
Langkah awal yaitu memasukkan singkong ke dalam pengarah, selanjutnya memposisikan pisau agar nantinya proses pemotongannya dapat sesuai dengan posisi dari singkong. Langkah selanjutnya yaitu mengikat dan melilitkan tali tambang ke pulley yang terhubung pada poros piringan, setelah tali tambang terikat dan terlilit secara penuh di pulley, ikatkan ujung yang lain dari tali tambang yang akan ditarik dengan pegas tarik, setelah itu pegas tarik ditarik sehingga nantinya akan memutar disk yang akan mengakibatkan pisau memotong singkong. Pada saat proses penarikan pegas tarik, besarnya gaya yang dibutuhkan untuk memotong singkong sebesar 17,8 kg (174,618 N) dengan diameter singkong sebesar 30 mm.

Dari percobaan 2 dapat dilakukan proses pencarian tegangan geser yang bekerja ketika menggunakan mesin. Tegangan geser yang terjadi dapat dihitung menggunakan rumus:

$$\tau_s = \frac{F}{A}$$

Dimana :

- $\tau_s$  = tegangan geser singkong
- F = gaya geser singkong
- A = luasan singkong



Gambar 4.6 Luasan Singkong

Sehingga didapatkan :

$$\begin{aligned}\tau_s &= \frac{F}{A} \\ \tau_s &= \frac{174,618N}{\frac{1}{4}\pi d^2} \\ \tau_s &= \frac{174,618N}{\frac{1}{4}\pi(0,03m)^2} \\ \tau_s &= \frac{174,618N}{7,068 \times 10^{-4} m^2} \\ \tau_s &= 247,054 \times 10^3 \text{ Pa}\end{aligned}$$

### 4.3 Daya dan Putaran Motor

Menentukan kecepatan putaran dari disk dengan menggunakan rumus perbandingan diameter pulley :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

Dimana diketahui :

$$D_1 = 3,5 \text{ in} = 88,9 \text{ mm} \qquad n_1 = 1400 \text{ rpm}$$

$$D_2 = 4 \text{ in} = 102 \text{ mm}$$

$$D_3 = 5 \text{ in} = 127 \text{ mm}$$

$$D_4 = 4 \text{ in} = 102 \text{ mm}$$

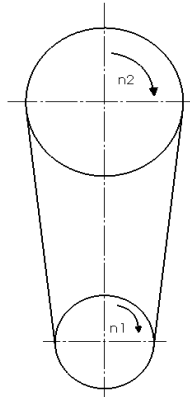
Perbandingan gear box antara pulley 2 dan 3 adalah 1 : 20

- Mencari nilai dari  $n_2$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$\frac{1400 \text{ rpm}}{n_2} = \frac{102 \text{ mm}}{88,9 \text{ mm}}$$

$$n_2 = 1220,196 \text{ rpm}$$



*Gambar 4.7 Pulley 1 dan 2*

- Mencari nilai dari  $n_3$  melalui perbandingan gear box.

$$n_3 = \text{ratio gearbox} \times n_2$$

$$n_3 = \frac{1}{20} \times 1220,196 \text{ rpm}$$

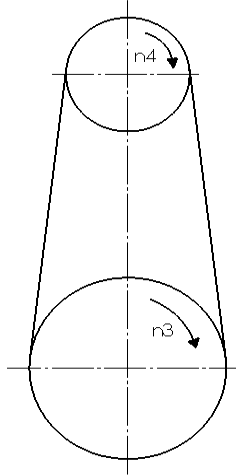
$$n_3 = 61 \text{ rpm}$$

- Mencari nilai  $n_4$  (putaran disk).

$$\frac{n_3}{n_4} = \frac{D_4}{D_3}$$

$$\frac{61 \text{ rpm}}{n_4} = \frac{102 \text{ mm}}{127 \text{ mm}}$$

$$n_4 = 75,951 \text{ rpm}$$



*Gambar 4.8 Pulley 3 dan 4*

Besarnya kecepatan sudut disk sebesar :

$$\omega = \frac{n_4 \times 2\pi \text{ rad}}{60 \text{ sec}}$$

$$\omega = \frac{75,951 \text{ rpm} \times 2\pi \text{ rad}}{60 \text{ sec}}$$

$$\omega = 7,954 \frac{\text{rad}}{\text{sec}}$$

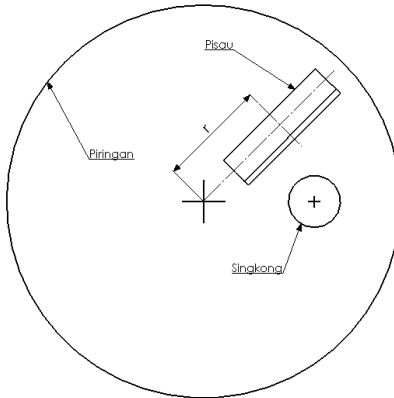
Dari perhitungan diatas dapat dihitung besarnya daya untuk pemotongan sebesar:

$$F = 17,8 \text{ kgf}$$

$$r = 140 \text{ mm}$$

$$T = F \times r$$





*Gambar 4.9 Penentuan r*

Dimana :

T = Torsi

F = Gaya maksimal

r = Jari-jari

$$T = F \times r$$

$$T = 17,8 \text{ kgf} \times 140 \text{ mm}$$

$$T = 2492 \text{ kgf.mm}$$

- Menentukan besarnya daya

$$T = 716200 \times \frac{\text{Daya (HP)}}{\text{Putaran (rpm)}}$$

$$2492 \text{ kgf.mm} = 716200 \times \frac{\text{Daya (HP)}}{76 \text{ rpm}}$$

$$\text{Daya} = \frac{2492 \text{ kgf.mm} \times 76 \text{ rpm}}{716200}$$

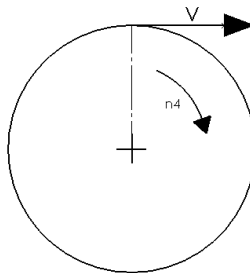
$$\text{Daya} = 0,264 \text{ HP}$$

Sehingga motor yang digunakan agar aman sebesar 0,25 HP.

#### 4.4 Perencanaan Belt dan Pulley

##### 4.4.1 Kecepatan Keliling Pulley

Kecepatan keliling pulley dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :



*Gambar 4.10 Kecepatan pada Pulley 4*

$$V = \frac{\pi \cdot D_4 \cdot n_4}{60 \cdot 1000}$$

$$V = \frac{\pi \times 102 \text{ mm} \times 76 \text{ rpm}}{60 \times 1000}$$

$$V = 0,406 \text{ m/s}$$

##### 4.4.2 Gaya Keliling Belt

Gaya keliling belt dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \times N(kW)}{V}$$

Dimana diketahui :

$$N = 0,25 \text{ HP} \times \frac{0,746 \text{ kW}}{1 \text{ HP}} = 0,187 \text{ kW}$$

$$V = 0,406 \text{ m/s}$$

Sehingga didapatkan :

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \times N(\text{kW})}{V}$$

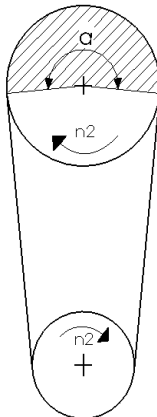
$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \times 0,187 \text{ kW}}{0,406 \text{ m/s}}$$

$$F_{\text{rated}} = 46,3527 \text{ kgf.}$$

#### 4.4.3 Sudut Kontak dan Panjang Keliling Belt

Besarnya sudut kontak antara pulley dan belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 60^\circ$$



Gambar 4.11 Sudut Kontak Pulley 2

Dimana :

$$\begin{aligned} D_1 &= 88,9 \text{ mm} \\ D_2 &= 102 \text{ mm} \\ a &= 535 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_1 - D_2}{a} 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{88,9\text{mm} - 102\text{mm}}{535\text{mm}} 60^\circ$$

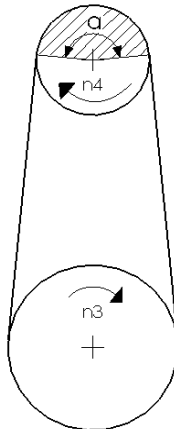
$$\alpha = 180^\circ + 1,469^\circ$$

$$\alpha = 181,469^\circ$$

Jadi sudut kontak untuk pulley 2 adalah  $181,469^\circ$

Menghitung sudut kontak pada pulley 4 terhadap belt.

$$\alpha = 180 - \frac{D_3 - D_4}{a} .60^\circ$$



*Gambar 4.12 Sudut Kontak Pulley 4*

Dimana :

$$D_3 = 127 \text{ mm}$$

$$D_4 = 102 \text{ mm}$$

$$a = 215 \text{ mm}$$

Sehingga didapatkan :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{127 \text{ mm} - 102 \text{ mm}}{215 \text{ mm}} 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - 6,977^\circ$$

$$\alpha = 173,023^\circ$$

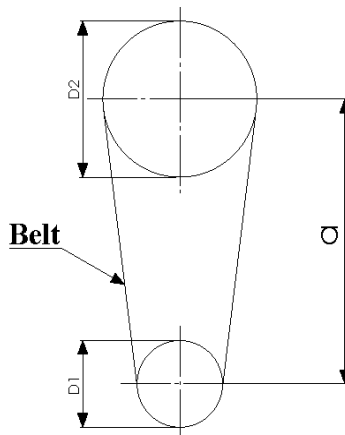
Jadi sudut kontak pada pulley 4 sebesar  $173,023^\circ$

#### 4.4.4 Menghitung Panjang Belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan dipakai menggunakan rumus sebagai berikut :

- Untuk panjang belt antara pulley 1 dan 2

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}$$



Gambar 4.13 Menentukan panjang “a”

Dimana diketahui :

$$D_1 = 88,9 \text{ mm}$$

$$D_2 = 102 \text{ mm}$$

$$a = 535 \text{ mm}$$

Sehingga didapatkan :

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(D_2+D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4.a}$$

$$L = 2 \cdot 535 \text{ mm} + \frac{\pi}{2}(102 \text{ mm}+88,9 \text{ mm}) + \frac{(102 \text{ mm}-88,9 \text{ mm})^2}{4 \cdot 535 \text{ mm}}$$

$$L = 1070 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} \cdot 190,9 \text{ mm} + \frac{171,61 \text{ mm}^2}{4 \cdot 535 \text{ mm}}$$

$$L = 1070 \text{ mm} + 299,865 \text{ mm} + 0,08 \text{ mm}$$

$$L = 1369,945 \text{ mm}$$

Dari data belt yang ada dipasaran maka belt yang dipakai adalah belt tipe A 53 dengan panjang 1300 mm.

- Untuk panjang belt antara pulley 3 dan 4

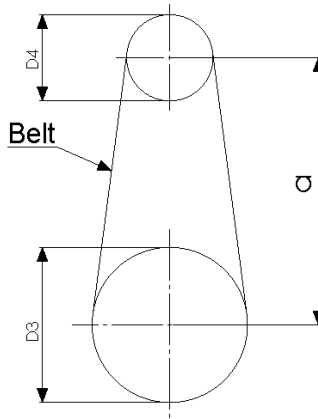
$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(D_4+D_3) + \frac{(D_4 - D_3)^2}{4.a}$$

Dimana diketahui :

$$D_3 = 127 \text{ mm}$$

$$D_4 = 102 \text{ mm}$$

$$a = 215 \text{ mm}$$



Gambar 4.14 Menentukan Panjang “a”

Sehingga didapatkan :

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} (D_4 + D_3) + \frac{(D_4 - D_3)^2}{4 \cdot a}$$

$$L = 2 \cdot 215 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} (102 \text{ mm} + 127 \text{ mm}) + \frac{(102 \text{ mm} - 127 \text{ mm})^2}{4 \cdot 215 \text{ mm}}$$

$$L = 430 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} \cdot 229 \text{ mm} + \frac{625 \text{ mm}^2}{860 \text{ mm}}$$

$$L = 430 \text{ mm} + 359,712 \text{ mm} + 0,727 \text{ mm}$$

$$L = 790,439 \text{ mm}$$

Dari data belt yang ada dipasaran maka belt yang dipakai adalah belt tipe A 30 dengan panjang 790 mm.

#### 4.4.5 Menghitung Tegangan Karena Daya

Untuk menentukan tegangan yang diakibatkan oleh daya ( $\sigma_d$ ) dapat menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\sigma_d = 2 \cdot \sigma_0 \cdot \varphi$$

Dimana,  $\sigma_0 = 12 \text{ kgf/cm}^2$  : tegangan belt yang dianjurkan (Elemen Mesin II 87)

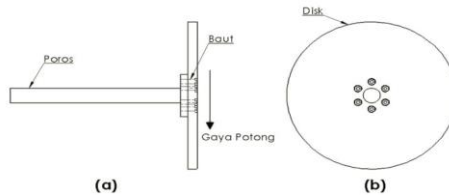
$\phi = 0,9$  : faktor tarikan karena *V-Belt* (Elemen Mesin II 75)

Sehingga,  $\sigma_d = 2 \cdot 12 \text{ kgf/cm}^2 \cdot 0,9$

$$\sigma_d = 21,6 \text{ kgf/cm}^2$$

#### 4.4.6 Menentukan Diameter Minimal Baut Pada Disk

Berdasarkan besarnya gaya dari hasil percobaan, maka dapat diketahui nilai dari torsi maksimal yang terjadi.



*Gambar 4.15 Tegangan Geser pada Baut : (a) Tampak Depan, (b) Tampak Samping*

- Percobaan 1

Dari percobaan 1 didapat data sebagai berikut :

$$F_1 = 176,58 \text{ N}$$

$$r_1 = 14,75 \text{ cm} = 0,1475 \text{ m}$$

Dari data diatas didapatkan nilai torsi sebagai berikut :

$$T_1 = F_1 \times r_1$$

$$T_1 = 176,58 \text{ N} \times 0,1475 \text{ m}$$

$$T_1 = 26,046 \text{ N.m}$$

Dari perhitungan diatas maka dapat diketahui nilai torsi yang terjadi sebesar 26,046 N.m



Dari desain alat yang direncanakan, dapat diketahui data sebagai berikut :

$$r_{\text{baut}} = 40 \text{ mm} = 0,04 \text{ m}$$

$$T_{\text{maks}} = 26,046 \text{ N.m}$$

$$\Sigma \text{ baut} = 6 \text{ buah}$$

$$\text{Sehingga,} \quad T_{\text{maks}} = \Sigma \text{ baut} \times F \times r_{\text{baut}}$$

$$F = \frac{T_{\text{maks}}}{\Sigma \text{ baut} \times r_{\text{baut}}}$$

$$F = \frac{26,046 \text{ N.m}}{6 \times 0,04 \text{ m}}$$

$$F = 108,525 \text{ N}$$

Perencanaan untuk bahan baut adalah AISI 1020 A dengan nilai tegangan tariknya  $S_{yp} = 52 \text{ ksi} = 3655,96 \text{ kgf/cm}^2$

Sehingga dapat diketahui  $S_{syp} = k_s \cdot S_{yp}$  ( $k_s = 0,8$ )

$$S_{syp} = 0,58 \cdot 3655,96 \text{ kgf/cm}^2$$

$$S_{syp} = 2120,457 \text{ kgf/cm}^2$$

Tegangan geser yang terjadi :

$$\tau_s \leq |\tau_s|$$

$$\frac{F}{\pi d \left(\frac{h}{2}\right)} \leq \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots (\text{Ref. Deutschman hal. 809})$$

$$d \geq \frac{F \cdot N}{\pi \left(\frac{h}{2}\right) \cdot S_{syp}}$$

$$d \geq \frac{18 \text{ kgf} \cdot 2}{\pi \left(\frac{1,4 \text{ cm}}{2}\right) \cdot 2120,457 \text{ kgf/cm}^2}$$

$$d \geq \frac{36}{4663,128} \text{ cm}$$

$$d \geq 0,077 \text{ mm}$$

Jadi diameter baut minimal adalah 0,077 mm.

#### 4.4.7 Menghitung Jumlah Belt

Untuk menghitung jumlah belt yang akan digunakan dapat dicari dengan menggunakan rumus :

$$Z = \frac{F_e}{\sigma_d \cdot A}$$

Dimana diketahui :

$$\begin{aligned} F_e &= b \cdot \sigma_d \cdot h \\ &= 1,3 \text{ cm} \cdot 21,6 \text{ kgf/cm}^2 \cdot 0,8 \text{ cm} \\ &= 22,464 \text{ kgf} \\ A &= 0,81 \text{ cm}^2 \text{ (Lihat lampiran 5)} \end{aligned}$$

Maka dapat dicari jumlah belt.

$$Z = \frac{22,464 \text{ kgf}}{21,6 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \cdot 0,81 \text{ cm}^2}$$

$$Z = 1,283$$

Jadi jumlah belt yang digunakan sebanyak 1 buah.

#### 4.4.8 Tegangan Maksimum Pada Belt

Tegangan maksimum pada belt dapat diketahui menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\sigma_{\max} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_e}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{\min}}$$

Dimana :

$$\frac{F_0}{A} = \sigma_0 = 12 \text{ kg/cm}^2 \text{ (untuk V-Belt)}$$

$\gamma$  = Berat spesifik untuk belt dengan bahan “Rubber Canvas”  
adalah 1,25 – 1,50 kgf/dm<sup>3</sup> (Lampiran 6)

$E_b$  = Modulus Elastisitas (800 – 1200 kgf/cm<sup>2</sup>) (Lampiran 6)

$A$  = 0,81 cm<sup>2</sup> (Lampiran 5)

$D_{\min}$  = 88,9 mm

Sehingga dapat ditentukan  $\sigma_{\max}$  sebagai berikut :

$$\sigma_{\max} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_e}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{\min}}$$

$$\sigma_{\max} = 12 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + \frac{22,464 \text{ kgf}}{2 \times 0,81 \text{ cm}^2} + \frac{1,45 \frac{\text{kgf}}{\text{dm}^3} \times (0,326 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{10 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2} + 900 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \times \frac{8 \text{ mm}}{88,9 \text{ mm}}$$

$$\sigma_{\max} = 12 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 13,867 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 1,571 \times 10^{-3} \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 80,989 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{\max} = 106,858 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

#### 4.4.9 Jumlah Putaran Belt

Untuk mengetahui jumlah putaran belt antara pulley 3 dan 4 digunakan rumus sebagai berikut :

$$u = \frac{V}{L}$$

Pulley 1 dan 2

$$u = \frac{V}{L} = \frac{0,406 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,535 \text{ m}} = 0,759 \text{ rot/s}$$

Pulley 3 dan 4

$$u = \frac{V}{L} = \frac{0,406 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{0,215 \text{ m}} = 1,89 \text{ rot/s}$$

#### 4.4.10 Umur Belt

Umur belt dapat diketahui menggunakan rumus sebagai berikut:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot Z} \left[ \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

Dimana diketahui :

$N_{base}$  = basis dari tegangan kelelahan yaitu  $10^7$  cycle

$Z$  = 1 buah

$\sigma_{fat}$  = Fatigue limit untuk V-Belt adalah 90 kg/cm<sup>2</sup>

$\sigma_{max}$  = 106,858  $\frac{kgf}{cm^2}$

$m$  = 8 (Konstanta untuk V-Belt)

Sehingga :

$$H_{1-2} = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot Z} \left[ \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

$$H_{1-2} = \frac{10^7}{3600 \cdot 0,759 \cdot 1} \left[ \frac{90 \frac{kgf}{cm^2}}{106,858 \frac{kgf}{cm^2}} \right]^8$$

$$H_{1-2} = \frac{10^7}{2732,4} [0,842]^8$$

$$H_{1-2} = 924,597 \text{ jam}$$

Untuk belt antara pulley 3 dan 4

$$H_{3-4} = \frac{N_{base}}{3600 \cdot u \cdot Z} \left[ \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

$$H_{3-4} = \frac{10^7}{3600.1,89.1} \left[ \frac{90 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}}{106,858 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} \right]^8$$

$$H_{3-4} = \frac{10^7}{6804} [0,842]^8$$

$$H_{3-4} = 371,306 \text{ jam}$$

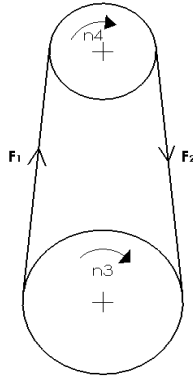
#### 4.4.11 Gaya tarikan belt pada poros pisau

Besarnya gaya tarikan ( $F_1$ ) pada belt yang kencang dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} T_{\text{disk}} &= 25\% \cdot T_{\text{disk}} + T_{\text{pulley 4}} \\ 2520 \text{ kgf.mm} &= 25\% \cdot 2520 \text{ kgf.mm} + F_1 \cdot r_4 \\ 2520 \text{ kgf.mm} &= 630 \text{ kgf.mm} + F_1 \cdot 51 \text{ mm} \\ 1890 \text{ kgf.mm} &= F_1 \cdot 51 \text{ mm} \\ F_1 &= 37,059 \text{ kgf} \end{aligned}$$

Langkah selanjutnya yaitu mencari nilai  $F_2$  melalui persamaan sebagai berikut :

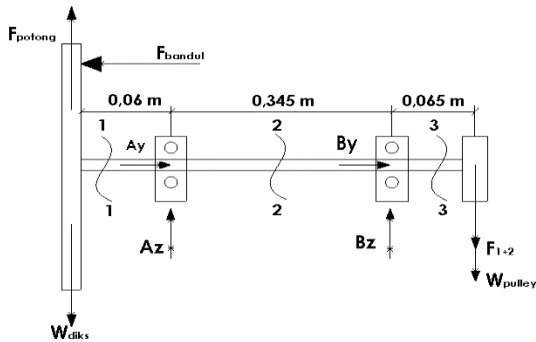
$$\begin{aligned} F_e &= F_1 - F_2 \\ 22,464 \text{ kgf} &= 37,059 - F_2 \\ F_2 &= 14,595 \text{ kgf} \end{aligned}$$



Gambar 4.16 Gaya Tarikan 1 ( $F_1$ ) dan Tarikan 2 ( $F_2$ )

## 4.5 Perhitungan Pada Poros Perajang

### 4.5.1 Sumbu Y dan Sumbu Z



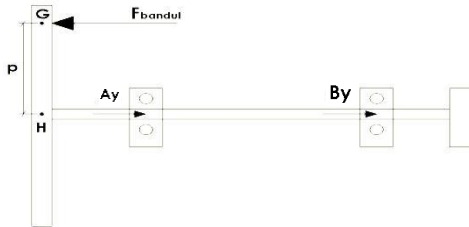
Gambar 4.17 Free Body Diagram

Sehingga didapatkan :

Daya motor	= 0,5 hp
Putaran pulley penggerak	= 76 rpm
Gaya berat pulley ( $W_{pulley}$ )	= 8,829 N
Gaya potong ( $F_{potong}$ )	= 176,58 N
Gaya berat piringan ( $W_{disk}$ )	= 63,765 N

$$\begin{aligned}
 \text{Gaya dorong (F}_{\text{bandul}}) &= 49,05 \text{ N} \\
 \text{Gaya pulley terhadap poros (F}_{\text{tarik}}) &= F_1 + F_2 \\
 &= 51,654 \text{ kgf} \\
 &= 506,726 \text{ N}
 \end{aligned}$$

#### 4.5.2 Sumbu Y



Gambar 4.18 Gaya Poros Horizontal

$$\begin{aligned}
 \rightarrow \Sigma F_{\text{Horizontal}} &= 0 \\
 0 &= A_y + B_y - F_{\text{Bandul}} \\
 F_{\text{bandul}} &= A_y + B_y \\
 49,05 \text{ N} &= A_y + B_y \dots\dots 1.
 \end{aligned}$$

$$\delta_{B/C} = 0 \quad (\text{Lihat lampiran 13})$$

$$\frac{A_y \cdot L_1}{A \cdot E_{st}} = - \frac{B_y \cdot L_2}{A \cdot E_{st}}$$

$$A_y \cdot L_1 = - B_y \cdot L_2$$

$$A_y \cdot 0,06 \text{ m} = B_y \cdot (0,345 \text{ m} + 0,06 \text{ m})$$

$$A_y = - 6,75 B_y$$

$$\text{Sehingga, } A_y + B_y = 49,05 \text{ N}$$

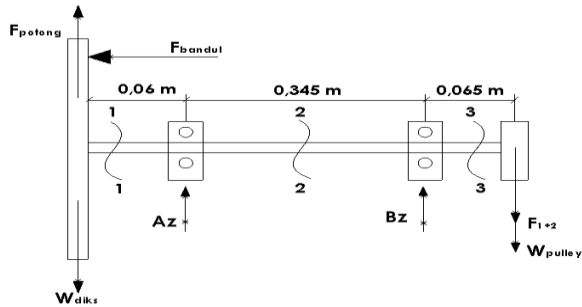
$$-6,75 B_y + B_y = 49,05 \text{ N}$$

$$B_y = - 8,530 \text{ N (Berlawanan dengan arah gambar)}$$

$$A_y = -6,75 \cdot -8,530 \text{ N}$$

$$A_y = 57,5775 \text{ N}$$

### 4.5.3 Sumbu Z



Gambar 4.19 Free Body Diagram 2D

$$+ \curvearrowleft \Sigma M_B = 0$$

$$F_{potong} \cdot 0,405 \text{ m} - W_{disk} \cdot 0,405 \text{ m} + A_z \cdot 0,345 \text{ m} + (F_{1+2} + W_{pulley}) \cdot 0,065 \text{ m} = 0$$

$$176,58 \text{ N} \cdot 0,405 \text{ m} - 63,765 \text{ N} \cdot 0,405 \text{ m} + A_z \cdot 0,345 \text{ m} + (506,726 \text{ N} + 8,829 \text{ N}) \cdot 0,065 \text{ m} = 0$$

$$71,515 \text{ N.m} - 25,825 \text{ N.m} + A_z \cdot 0,345 \text{ m} + 33,511 \text{ N.m} = 0$$

$$A_z \cdot 0,345 \text{ m} = -83,174 \text{ N.m}$$

$$A_z = -229,568 \text{ N}$$

Sehingga arah  $A_y$  berlawanan dengan arah gambar.

$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

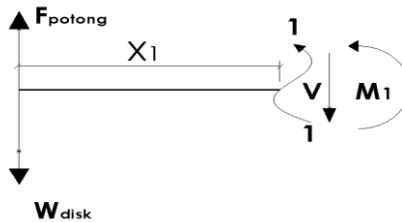
$$F_{potong} - W_{disk} - A_z + B_z - F_{1+2} - W_{pulley} = 0$$

$$-176,58 \text{ N} + 63,765 \text{ N} + 229,568 \text{ N} + 506,726 \text{ N} + 8,829 \text{ N} = B_z$$

$$B_z = 632,308 \text{ N}$$



## Potongan 1-1



Gambar 4.20 potongan 1-1

$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$F_{\text{potong}} - W_{\text{disk}} - V = 0$$

$$V = 176,58 \text{ N} - 63,765 \text{ N}$$

$$V = 112,815 \text{ N}$$

$$+ \curvearrowleft \Sigma M_{1-1} = 0$$

$$- M_1 - W_{\text{disk}} \cdot X_1 + F_{\text{pot}} \cdot X_1 = 0$$

$$M_1 = - W_{\text{disk}} \cdot X_1 + F_{\text{pot}} \cdot X_1$$

Dimana nilai  $X_1 = 0$

$$X_1 = 0,03 \text{ m}$$

$$X_1 = 0,06 \text{ m}$$

Sehingga :

- Untuk  $X_1 = 0$

$$M_1 = 0$$

- Untuk  $X_1 = 0,03 \text{ m}$

$$M_1 = - 63,765 \text{ N} \cdot 0,03 \text{ m} + 176,58 \text{ N} \cdot 0,03 \text{ m}$$

$$M_1 = - 1,913 \text{ N.m} + 5,297 \text{ N.m}$$

$$M_1 = 3,384 \text{ N.m}$$

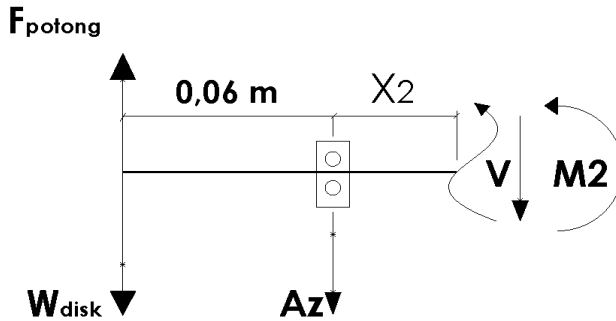
- Untuk  $X_1 = 0,06 \text{ m}$

$$M_1 = - 63,765 \text{ N} \cdot 0,06 \text{ m} + 176,58 \text{ N} \cdot 0,06 \text{ m}$$

$$M_1 = - 3,826 \text{ N.m} + 10,595 \text{ N.m}$$

$$M_1 = 6,769 \text{ N.m}$$

## Potongan 2-2



Gambar 4.21 Potongan b-b

$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$-V - W_{\text{disk}} + F_{\text{pot}} - A_z = 0$$

$$V = -63,765 \text{ N} + 176,58 \text{ N} - 229,568 \text{ N}$$

$$V = -116,753 \text{ N (Berlawanan dengan arah gambar)}$$

$$+ \curvearrowleft \Sigma M_{2-2} = 0$$

$$F_{\text{pot}} (0,06 + X_2) \text{ m} - W_{\text{disk}} (0,06 + X_2) \text{ m} - A_z \cdot X_2 - M_2 = 0$$

$$F_{\text{pot}} (0,06 + X_2) \text{ m} - W_{\text{disk}} (0,06 + X_2) \text{ m} - A_z \cdot X_2 = M_2$$

Dimana nilai  $X_2 = 0$

$$X_2 = 0,15 \text{ m}$$

$$X_2 = 0,345 \text{ m}$$

- Untuk  $X_2 = 0$

$$M_2 = 176,58 \text{ N} \cdot 0,06 \text{ m} - 63,765 \text{ N} \cdot 0,06 \text{ m}$$

$$M_2 = 10,595 \text{ N.m} - 3,8259 \text{ N.m}$$

$$M_2 = 6,769 \text{ N.m}$$

- Untuk  $X_2 = 0,15 \text{ m}$

$$M_2 = 176,58 \text{ N} \cdot (0,06 + 0,15) \text{ m} - 63,765 \text{ N} \cdot (0,06 + 0,15) \text{ m} - 229,568 \text{ N} \cdot 0,15 \text{ m}$$

$$M_2 = 37,082 \text{ N.m} - 13,391 \text{ N.m} - 34,435 \text{ N.m}$$

$$M_2 = -10,761 \text{ N.m} \text{ (Berlawanan dengan arah gambar)}$$

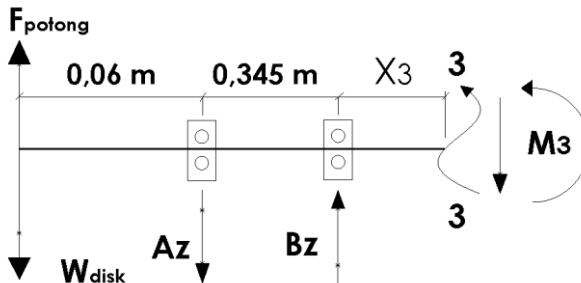
- Untuk  $X_2 = 0,345 \text{ m}$

$$M_2 = 176,58 \text{ N} \cdot (0,06 + 0,345) \text{ m} - 63,765 \text{ N} \cdot (0,06 + 0,345) \text{ m} - 229,568 \text{ N} \cdot 0,345 \text{ m}$$

$$M_2 = 71,515 \text{ N.m} - 25,825 \text{ N.m} - 79,201 \text{ N.m}$$

$$M_2 = -33,511 \text{ N.m} \text{ (Berlawanan dengan arah gambar).}$$

### Potongan 3-3



Gambar 4.22 Potongan c-c

$$\uparrow + \Sigma F_y = 0$$

$$F_{\text{potong}} - W_{\text{disk}} - A_z + B_z - V = 0$$

$$V = 176,58 \text{ N} - 63,765 \text{ N}$$

$$- 229,568 \text{ N} + 632,308 \text{ N}$$

$$V = 515,56 \text{ N}$$

$$+ \curvearrowleft \Sigma M_{3-3} = 0$$

$$-M_3 + F_{\text{potong}} \cdot (0,06 \text{ m} + 0,345 \text{ m} + X_3) - W_{\text{disk}} \cdot (0,06 \text{ m} + 0,345 \text{ m} + X_3) - A_z \cdot (0,345 \text{ m} + X_3) + B_z \cdot X_3 = 0$$

$$M_3 = F_{\text{pot}} (0,405 \text{ m} + X_3) - W_{\text{disk}} \cdot (0,405 \text{ m} + X_3) - A_z (0,345 \text{ m} + X_3) + B_z \cdot X_3$$

Dimana,  $X_3 = 0$

$$X_3 = 0,035 \text{ m}$$

$$X_3 = 0,065 \text{ m}$$

- Untuk  $X_3 = 0$

$$M_3 = 176,58 \text{ N} \cdot 0,405 \text{ m} - 63,765 \text{ N} \cdot 0,405 \text{ m} - 229,568 \text{ N} \cdot 0,345 \text{ m}$$

$$M_3 = 71,515 \text{ N.m} - 25,825 \text{ N.m} - 79,201 \text{ N.m}$$

$$M_3 = -33,511 \text{ N.m} \text{ (Berlawanan dengan arah gambar)}$$

- Untuk  $X_3 = 0,035 \text{ m}$

$$M_3 = 176,58 \text{ N} \cdot (0,405 \text{ m} + 0,035 \text{ m}) - 63,765 \text{ N} \cdot (0,405 \text{ m} + 0,035 \text{ m}) - 229,568 \text{ N} \cdot (0,345 \text{ m} + 0,035 \text{ m}) + 632,308 \text{ N} \cdot 0,035 \text{ m}$$

$$M_3 = 77,695 \text{ N.m} - 28,057 \text{ N.m} - 87,236 \text{ N.m} + 22,131 \text{ N.m}$$

$$M_3 = -15,467 \text{ N.m}$$

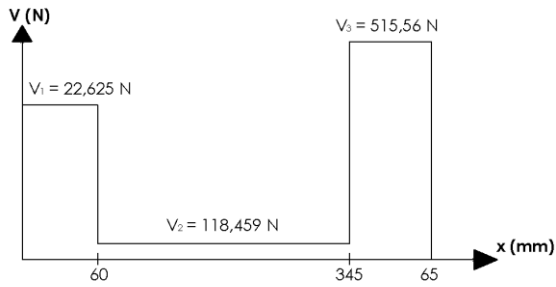
- Untuk  $X_3 = 0,065 \text{ m}$

$$M_3 = 176,58 \text{ N} \cdot (0,405 \text{ m} + 0,065 \text{ m}) - 63,765 \text{ N} \cdot (0,405 \text{ m} + 0,065 \text{ m}) - 229,568 \text{ N} \cdot (0,345 \text{ m} + 0,065 \text{ m}) + 632,308 \text{ N} \cdot 0,065 \text{ m}$$

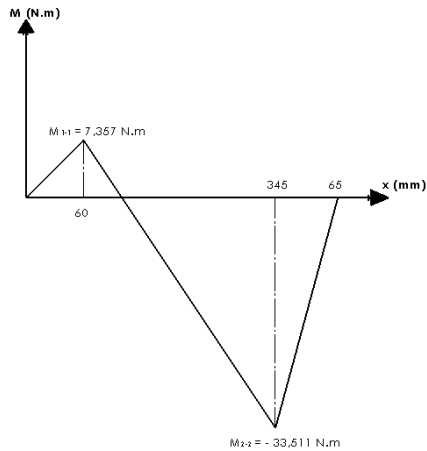
$$M_3 = 82,993 \text{ N.m} - 29,969 \text{ N.m} - 94,123 \text{ N.m} + 41,1 \text{ N.m}$$

$$M_3 = 0,001 \text{ N.m}$$

Sehingga momen terbesarnya adalah 33,511 N.m

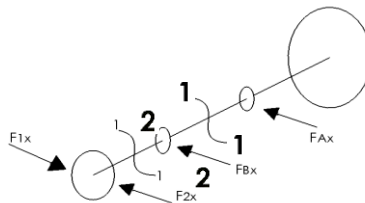


*Gambar 4.23 Diagram Geser Sumbu Z*

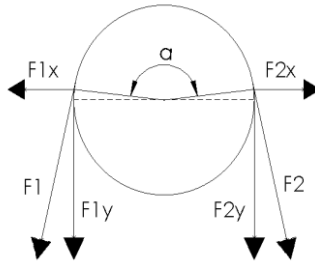


*Gambar 4.24 Diagram Momen Sumbu Z*

#### 4.5.4 Sumbu X



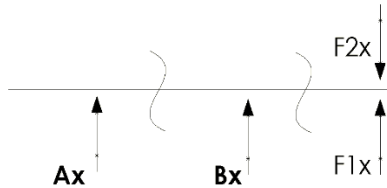
*Gambar 4.25 Free Body Diagram*



*Gambar 4.26 Free Body Diagram Pulley*

$$F_{1x} = F_1 \cdot \sin 3,489^\circ = 363,549 \text{ N} \cdot 0,061 = 22,176 \text{ N}$$

$$F_{2x} = F_2 \cdot \sin 3,489^\circ = 143,177 \text{ N} \cdot 0,061 = 8,734 \text{ N}$$



*Gambar 4.27 Tampak Potongan*

$$\uparrow + \sum F_x = 0$$

$$F_{1x} - F_{2x} + A_x + B_x = 0$$

$$A_x + B_x = -13,442 \text{ N}$$

$$+ \curvearrowright \sum M_A = 0$$

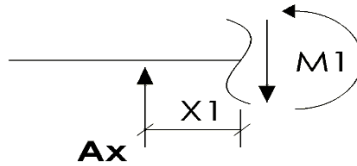
$$- B_x \cdot 0,345 \text{ m} - F_{1x} \cdot 0,41 \text{ m} + F_{2x} \cdot 0,41 \text{ m} = 0$$

$$- B_x \cdot 0,345 \text{ m} = 22,176 \text{ N} \cdot 0,41 \text{ m} - 8,734 \text{ N} \cdot 0,41 \text{ m}$$

$$B_x = -15,975 \text{ N} \text{ (Berlawanan dengan arah gambar)}$$

$$\text{Maka } A_x = 15,975 \text{ N} - 13,442 \text{ N}$$

$$A_x = 2,533 \text{ N}$$



Gambar 4.28 Potongan 1

Potongan 1-1

$$\uparrow + \Sigma F_x = 0$$

$$A_x - V = 0$$

$$V = 2,533 \text{ N}$$

$$+ \curvearrowleft \Sigma M_{1-1} = 0$$

$$- M_1 + A_x \cdot X_1 = 0$$

$$M_1 = A_x \cdot X_1$$

Dimana  $X_1 = 0$

$$X_1 = 0,15 \text{ m}$$

$$X_1 = 0,345 \text{ m}$$

- Untuk  $X_1 = 0$

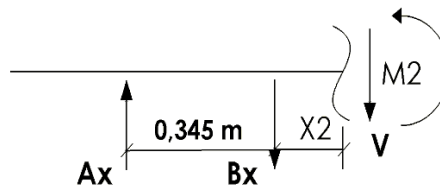
$$M_1 = 0$$

- Untuk  $X_1 = 0,15 \text{ m}$

$$M_1 = 2,533 \text{ N} \cdot 0,15 \text{ m} = 0,379 \text{ N.m}$$

- Untuk  $X_1 = 0,345 \text{ m}$

$$M_1 = 2,533 \text{ N} \cdot 0,345 \text{ m} = 0,874 \text{ N.m}$$



Gambar 4.29 Potongan 2

Potongan 2-2

$$\uparrow + \Sigma F_x = 0$$

$$A_x - B_x - V = 0$$

$$V = -13,442 \text{ N (Berlawanan dengan arah gambar)}$$

$$+ \curvearrowleft \Sigma M_{2-2} = 0$$

$$- M_2 + A_x \cdot (0,345 \text{ m} + X_2) - B_x \cdot X_2 = 0$$

$$M_2 = A_x \cdot (0,345 \text{ m} + X_2) - B_x \cdot X_2$$

Dimana  $X_2 = 0$

$$X_2 = 0,035 \text{ m}$$

$$X_2 = 0,065 \text{ m}$$

- Untuk  $X_2 = 0$

$$M_2 = 2,533 \text{ N} \cdot 0,345 \text{ m}$$

$$M_2 = 0,874 \text{ N.m}$$

- Untuk  $X_2 = 0,035 \text{ m}$

$$M_2 = 2,533 \text{ N} (0,345 \text{ m} + 0,035 \text{ m}) - 15,975 \text{ N} \cdot 0,035 \text{ m}$$

$$M_2 = 0,963 \text{ N.m} - 0,559 \text{ N.m}$$

$$M_2 = 0,404 \text{ N.m}$$

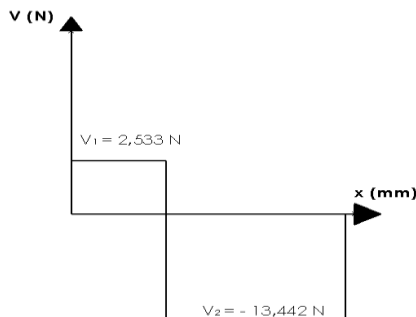
- Untuk  $X_2 = 0,065 \text{ m}$

$$M_2 = 2,533 \text{ N} (0,345 \text{ m} + 0,065 \text{ m}) - 15,975 \text{ N} \cdot 0,065 \text{ m}$$

$$M_2 = 1,038 \text{ N.m} - 1,038 \text{ N.m}$$

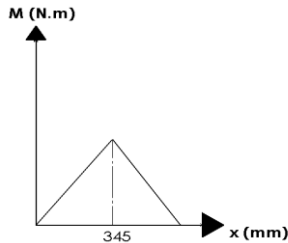
$$M_2 = 0$$

Sehingga momen terbesarnya adalah 0,874 N.m



Gambar 4.30 Diagram Geser Sumbu X





*Gambar 4.31 Diagram Momen Sumbu X*

#### 4.5.5 Momen Terbesar

Setelah membuat diagram bidang momen, maka dapat diketahui letak momen terbesar dari bidang horizontal dan vertikal dimana :

$$M_X = 0,874 \text{ N.m}$$

$$M_Z = 33,511 \text{ N.m}$$

Sehingga didapatkan :

$$M_{\text{Bending}} = \sqrt{(M_{CH})^2 + (M_{CV})^2}$$

$$M_{\text{Bending}} = \sqrt{(0,874 \text{ N.m})^2 + (33,511 \text{ N.m})^2}$$

$$M_{\text{Bending}} = \sqrt{0,7639 \text{ N}^2\text{m}^2 + 1122,9871 \text{ N}^2\text{m}^2}$$

$$M_{\text{Bending}} = \sqrt{1123,751 \text{ N}^2\text{m}^2}$$

$$M_{\text{Bending}} = 33,522 \text{ N.m}$$

$$M_T = F_{\text{max}} \cdot r$$

$$M_T = 176,358 \text{ N} \cdot 0,14 \text{ m}$$

$$M_T = 24,69 \text{ N.m}$$

#### 4.5.6 Menentukan Diameter Minimum Poros

Pada perencanaan poros, bahan yang digunakan adalah AISI 1040 CD dengan  $S_{yp} = 88 \text{ ksi} = 606,739 \text{ N/m}^2$  (Lihat Lampiran).

- Menentukan diameter minimum poros

$$\frac{16}{\pi \cdot D^3} \times \sqrt{M^2 + T^2} \leq \frac{0,5 \cdot Syp}{N} \dots\dots\dots (2.24)$$

Sehingga,

$$\begin{aligned} \frac{16}{\pi \cdot D^3} \times \sqrt{(33,522 \text{ N.m})^2 + (24,69 \text{ N.m})^2} &\leq \frac{0,5 \cdot 606,739 \times 10^6 \text{ N/m}^2}{2} \\ \frac{16}{\pi \cdot D^3} \times \sqrt{1123,724 \text{ N}^2 \cdot \text{m}^2 + 609,596 \text{ N}^2 \cdot \text{m}^2} &\leq 151,685 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \\ \frac{16}{\pi \cdot D^3} \cdot 41,633 \text{ N.m} &\leq 151,685 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \\ D &\geq \sqrt[3]{\frac{666,128 \text{ m}^3}{151,685 \times 10^6 \cdot \pi}} \\ D &\geq 11,18 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sehingga diameter minimum untuk poros dengan bahan St90 adalah 11,2 mm.

## 4.6 Perhitungan Pasak

Dari perhitungan sebelumnya dan dari data-data yang sudah direncanakan untuk bahan pasak adalah ASTM A 47 dengan Syp = 88 ksi = 241,316 N/mm<sup>2</sup> (Lihat Lampiran), maka didapatkan :

Torsi pada poros (T) : 24,69 N.m = 24690 N.mm

Diameter poros (D<sub>p</sub>) : 25 mm = 0,984 in

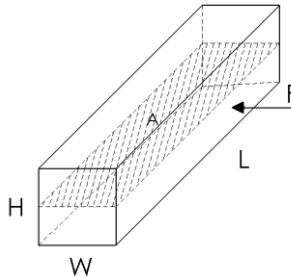
Dengan melihat lampiran yang diketahui, maka dimensi pasak yang direncanakan adalah sebagai berikut :

W : 0,25 x 25 mm = 6,25 mm

H : 0,25 x 25 mm = 6,25 mm

### 4.6.1 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah :



Gambar 4.32 Tinjauan Tegangan Geser

$$\tau_s \leq \frac{S_{syp}}{sf}$$

$$\frac{2T}{W.L.D_p} \leq \frac{0,58.S_{yp}}{N} \dots\dots (\text{Ref. Deutcmn hal. 90})$$

$$\frac{2 \cdot 24690 \text{ N.mm}}{6,5 \text{ mm} \cdot L \cdot 25 \text{ mm}} \leq \frac{0,58 \cdot 241,316 \text{ N/mm}^2}{2}$$

$$\frac{49380 \text{ N.mm}}{L \cdot 162,5 \text{ mm}^2} \leq 69,982 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

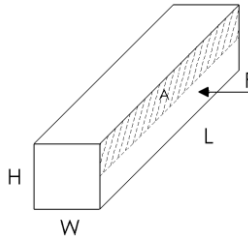
$$L \geq \frac{49380}{11372,075} \text{ mm}$$

$$L \geq 4,342 \text{ mm}$$

Jadi panjang pasak apabila ditinjau terhadap tegangan geser, maka panjang pasak minimal adalah 4,34 mm.

#### 4.6.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah :



Gambar 4.33 Tinjauan Tegangan Kompresi

$$\sigma_c \leq \frac{Syp}{N} \dots\dots\dots (\text{Deutchman hal. 367})$$

$$\frac{4T}{W.L.D_p} \leq \frac{241,316 \text{ N/mm}^2}{2}$$

$$\frac{4 \cdot 24690 \text{ N.mm}}{6,5 \text{ mm} \cdot L \cdot 25 \text{ mm}} \leq 120,658 \text{ N/mm}^2$$

$$\frac{98760 \cancel{\text{N.mm}}}{L \cdot 162,5 \cancel{\text{mm}^2}} \leq 120,658 \cancel{\frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$L \geq \frac{98760}{19606,925} \text{ mm}$$

$$L \geq 5,037 \text{ mm}$$

Jadi panjang pasak apabila ditinjau terhadap tegangan kompresi, maka panjang pasak minimal adalah 5,1 mm.

#### 4.7 Perhitungan Bantalan

Dari analisa dan perhitungan pada bagian sebelumnya diperoleh data-data sebagai berikut :

1. Diameter poros ( $D_p$ ) : 25 mm
2. Gaya bantalan di titik A ( $F_{AY}$ ) : 57,5775 N N  
( $F_{AZ}$ ) : 241,084 N

3. Dalam perencanaan ini dipilih bantalan *single row deep groove ball bearing*. Berdasarkan diameter bore bearing adalah 25 mm maka didapatkan  $C_o = 2390 \text{ lbf}$  dan  $C = 3660 \text{ lbf}$  (Lampiran 12b)
4. Harga vektor putaran  $V = 1$  untuk ring dalam berputar.

#### 4.7.1 Gaya Radial Bantalan

Besarnya gaya radial yang bekerja pada bantalan A dan B dapat diketahui dengan melakukan perhitungan sebagai berikut :

- Bantalan A

$$F_A = \sqrt{(F_{AZ})^2 + (F_{AX})^2}$$

$$F_A = \sqrt{(229,568 \text{ N})^2 + (2,533 \text{ N})^2}$$

$$F_A = \sqrt{52701,467 \text{ N}^2 + 6,416 \text{ N}^2}$$

$$F_A = \sqrt{52707,883 \text{ N}^2}$$

$$F_A = 229,582 \text{ N}$$

- Bantalan B

$$F_B = \sqrt{(F_{BX})^2 + (F_{BZ})^2}$$

$$F_B = \sqrt{(15,975 \text{ N})^2 + (632,308 \text{ N})^2}$$

$$F_B = \sqrt{255,201 \text{ N}^2 + 399813,4069 \text{ N}^2}$$

$$F_B = \sqrt{400068,6079 \text{ N}^2}$$

$$F_B = 632,509 \text{ N}$$

#### 4.7.2 Beban Ekvivalen

Bantalan menerima beban kombinasi antara beban radial ( $F_r$ ) dan beban aksial ( $F_a$ ), karena tipe bantalan yang dipilih adalah *single row deep groove ball bearing*, maka :

$$P = F_s (V.X.F_r + Y.F_a)$$

- Mencari nilai X dan Y pada bantalan A.

Mencari nilai dari  $\frac{i.F_a}{C_o}$  dimana  $i = 1$

$$F_a = 57,5775 \text{ N} = 12,944 \text{ lbf}$$

$$\text{maka, } \frac{i.F_a}{C_o} = \frac{1 \cdot 12,944 \text{ lbf}}{2390 \text{ lbf}} = 0,01$$

Berdasarkan tabel, didapatkan nilai  $e = 0,19$  (Lampiran 15)

Mencari nilai dari  $\frac{F_a}{V.F_r}$  dimana  $F_r = 229,582 \text{ N} = 51,612 \text{ lbf}$

$$\text{Maka, } \frac{F_a}{V.F_r} = \frac{12,944 \text{ lbf}}{1 \cdot 51,612 \text{ lbf}} = 0,251$$

Selanjutnya yaitu membandingkan antara nilai  $e$  dengan nilai  $\frac{F_a}{V.F_r}$  maka didapatkan hasil bahwa  $e < \frac{F_a}{V.F_r}$  sehingga didapatkan nilai  $X = 0,56$  dan  $Y = 2,30$ . Selanjutnya untuk nilai  $F_s$  (*Service Factor*) adalah 1 ..... (Gambar 2.10)

Sehingga beban ekivalen di bantalan A adalah :

$$P_A = F_s (V.X.F_r + Y.F_a)$$

$$P_A = 1 (1,0,56 \cdot 51,612 \text{ lbf} + 2,30 \times 12,944 \text{ lbf})$$

$$P_A = 58,674 \text{ lbf.}$$

- Mencari nilai  $X$  dan  $Y$  pada bantalan A

Diketahui data pada bantalan B sebagai berikut :

$$F_a = 8,530 \text{ N} = 1,918 \text{ lbf}$$

$$F_r = 632,509 \text{ N} = 142,194 \text{ lbf}$$

Sehingga :

$$\frac{F_a}{V.F_r} = \frac{1,98 \text{ lbf}}{1 \cdot 142,194 \text{ lbf}} = 0,0139 = 0$$

Karena nilai dari  $\frac{F_a}{V.F_r} = 0$  sehingga  $\frac{F_a}{V.F_r} \leq 1$ , maka nilai dari

$$X = 1 \text{ dan } Y = 0$$

$$\text{Jadi, } P_B = F_s (V.X.F_r + Y.F_a)$$

$$P_B = 1 (1 \cdot 142,194 \text{ LBF} + 0)$$

$$P_B = 142,194 \text{ lbf}$$

#### 4.7.3 Umur Bantalan

Untuk mengetahui berapa umur bantalan yang nantinya diganti dengan yang baru, maka umur bantalan sebaiknya diganti dengan umur sebagai berikut :

- Bantalan A

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P_A} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n}$$

$$L_{10h} = \left( \frac{3660 \text{ lbf}}{58,674 \text{ lbf}} \right)^3 \times \frac{10^6}{60.76 \text{ rpm}}$$

$$L_{10h} = 242720,337 \times 219,298 \text{ jam-kerja}$$

$$L_{10h} = 53228084,46 \text{ jam-kerja.}$$

Maka umur bantalan A adalah 53228084,46 jam kerja.

- Bantalan B

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P_B} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n}$$

$$L_{10h} = \left( \frac{3660 \text{ lbf}}{142,194 \text{ lbf}} \right)^3 \times \frac{10^6}{60.76 \text{ rpm}}$$

$$L_{10h} = 17052,947 \times 219,298 \text{ jam-kerja}$$

$$L_{10h} = 3739677,171 \text{ jam-kerja.}$$

Maka umur bantalan B adalah 3739677,171 jam kerja.

## **BAB V**

### **KESIMPULAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari perencanaan dan perhitungan pada mesin perajang singkong dengan menggunakan metode bandul sebagai pemberat untuk pendorong singkong, diperoleh data data sebagai berikut :

1. Dari dua percobaan yang dilakukan, gaya maksimal untuk merajang singkong adalah 18kgf
2. Jumlah putaran pada disk adalah 76 rpm
3. Motor yang digunakan adalah motor listrik 1 fase dengan daya 0,25 HP
4. Speed reducer yang digunakan mempunyai rasio 1 : 20
5. Ukuran diameter pulley adalah
  - a. Diameter pulley 1 = 88,9 mm
  - b. Diameter pulley 2 = 102 mm
  - c. Diameter pulley 3 = 127 mm
  - d. Diameter pulley 4 = 102 mm
6. Belt yang digunakan adalah Tipe A dengan bahan rubber canvas, panjang belt antara pulley 1 dan 2 adalah 1300 mm dan panjang belt antara pulley 3 dan 4 adalah 790 mm
7. Poros yang digunakan dari bahan ST90 dengan diameter 25 mm dan panjang 500 mm
8. Bearing yang digunakan pada sistem kerja poros adalah pillow block type single row deep groove dengan diameter dalam 20 mm



9. Berdasarkan percobaan yang telah dilakukan, mesin perajang menghasilkan potongan 1kg/menit

## **5.2 Saran**

- Dari segi konstruksi sebaiknya rangka mesin dibuat lebih minimalis dimana tidak memakan lebih banyak tempat.
- Untuk sistem kerja sebaiknya tidak menggunakan reducer, sehingga tidak meningkatkan biaya alat
- Untuk dimensi lebar pada hopper sebaiknya diperbesar agar dapat menampung singkong dengan diameter lebih dari 30mm

## DAFTAR PUSTAKA

1. Hibbeler, R.C., 1997, Engineering Mechanics, Dynamics 8th Edition, Pretince hall Pte Inc. : New Jersey
2. Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co., Inc.
3. Doborvolsky v . *Machine Elements* : Peace Publishers , Moscow
4. Sularso, Kiyokatsu Suga. 1994: *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT Pradnya Paramitha, Jakarta
5. Winandar, Nikolaus dan M. Hafidin. 2004 : *Mesin Pemotong Singkong Automatis* . Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
6. Pasisko, Andik. 2005 : *Mesin Pemotong Ketela*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
7. Hermanto, Bambang dan Andi Setiyanto. 2007 : *Modifikasi Mesin Pemotong Singkong Kontinu Dengan Hasil Potongan Berbentuk Oval dan Empat Persegi Panjang*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya
8. Riyadi. 2009 : *Perencanaan Mekanisme dan Daya Pada Mesin Pemotong Singkong*. Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya

## LAMPIRAN 1. (Alat Potong Singkong Manual di UKM )



## LAMPIRAN 2. ( Kegiatan Produksi di UKM )



### LAMPIRAN 3. ( Mesin Perajang Singkong yang Sudah Jadi )





## LAMPIRAN 4. ( Tabel Konversi )

1014

MACHINE DESIGN - An Integrated Approach

Table F-1 Selected Units Conversion Factors

Note That These Conversion Factors (and Others) are Built Into the TKSolver Files UNITMAST and STUDENT

Multiply this	by	this	to get	this	Multiply this	by	this	to get	this
<b>acceleration</b>					<b>mass moment of inertia</b>				
in/sec <sup>2</sup>	x	0.0254	=	m/sec <sup>2</sup>	lb-in-sec <sup>2</sup>	x	0.1138	=	N-m-sec <sup>2</sup>
ft/sec <sup>2</sup>	x	12	=	in/sec <sup>2</sup>	<b>moments and energy</b>				
<b>angles</b>					in-lb	x	0.1138	=	N-m
radian	x	57.2958	=	deg	ft-lb	x	12	=	in-lb
<b>area</b>					N-m	x	8.7873	=	in-lb
in <sup>2</sup>	x	645.16	=	mm <sup>2</sup>	N-m	x	0.7323	=	ft-lb
ft <sup>2</sup>	x	144	=	in <sup>2</sup>	<b>power</b>				
<b>area moment of inertia</b>					HP	x	550	=	ft-lb/sec
in <sup>4</sup>	x	416 231	=	mm <sup>4</sup>	HP	x	33 000	=	ft-lb/min
in <sup>4</sup>	x	4.162E-07	=	m <sup>4</sup>	HP	x	6 600	=	in-lb/sec
m <sup>4</sup>	x	1.0E+12	=	mm <sup>4</sup>	HP	x	745.7	=	watts
m <sup>4</sup>	x	1.0E+08	=	cm <sup>4</sup>	N-m/sec	x	8.7873	=	in-lb/sec
ft <sup>4</sup>	x	20 736	=	in <sup>4</sup>	<b>pressure and stress</b>				
<b>density</b>					psi	x	6 894.8	=	Pa
lb/in <sup>3</sup>	x	27.6805	=	g/cc	psi	x	6.895E-3	=	MPa
g/cc	x	0.001	=	g/mm <sup>3</sup>	psi	x	144	=	psf
lb/ft <sup>3</sup>	x	1 728	=	lb/in <sup>3</sup>	kpsi	x	1 000	=	psi
kg/m <sup>3</sup>	x	1.0E-06	=	g/mm <sup>3</sup>	N/m <sup>2</sup>	x	1	=	Pa
<b>force</b>					N/mm <sup>2</sup>	x	1	=	MPa
lb	x	4.448	=	N	<b>spring rate</b>				
N	x	1.0E+05	=	dyne	lb/in	x	175.126	=	N/m
ton (short)	x	2 000	=	lb	lb/ft	x	0.08333	=	lb/in
<b>length</b>					<b>stress intensity</b>				
in	x	25.4	=	mm	MPa-m <sup>0.5</sup>	x	0.909	=	ksi-in <sup>0.5</sup>
ft	x	12	=	in	<b>velocity</b>				
<b>mass</b>					in/sec	x	0.0254	=	m/sec
blob	x	386.4	=	lb	ft/sec	x	12	=	in/sec
slug	x	32.2	=	lb	rad/sec	x	9.5493	=	rpm
blob	x	12	=	slug	<b>volume</b>				
kg	x	2.205	=	lb	in <sup>3</sup>	x	16 387.2	=	mm <sup>3</sup>
kg	x	9.8083	=	N	ft <sup>3</sup>	x	1 728	=	in <sup>3</sup>
kg	x	1 000	=	g	cm <sup>3</sup>	x	0.061023	=	in <sup>3</sup>
					m <sup>3</sup>	x	1.0E+9	=	mm <sup>3</sup>

### LAMPIRAN 5. ( Tipe dan Dimensi Belt )

Cross-section of V-Belt		Sizes (Fig.121)							Sizes (Fig. 122)				
		O	A	B	C	D	E	F	1	2	3	4	5
Cross-section area (cm2)		0,5	0,8	1,4	2,3	4,8	7	11,7	1,1	1,2	1,6	2,2	2,7
In conformity with the standard, design of inner* length of belt (mm)	min	500	500	530	1.800	3.150	4.500	6.300	560	560	900	950	950
	max	2.500	4.000	6.300	9.000	11.000	14.000	14.000	1.120	1.400	1.400	1.400	1.400
Difference between design and inner length of belt (mm)		25	33	40	55	76	95	120	38	42	46	52	59
Minimum allowable design diameters of pulley (mm)		63	90	125	200	315	500	800	80	90	105	125	140
Constancia in formula (191)	a	23	25	28	30	32	32	32					
	w	100	120	180	215	280	350	440					
Max recommended velocity ( m/s )		25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30
Design with of belt ad (mm)		8,5	11	14	19	27	32	42					
Rated sizes of pulley grooves (Fig.125)	e	10	12,5	16	21	28,5	34	43					
	c	2,5	3,5	5	6	8,5	10	12,5					
	t	12	16	20	26	37,5	44,5	58					
	s	8	10	12,5	17	24	29	38					
		34-40				36-40				38-40			

LAMPIRAN 6. ( Dimensi V-Belt )

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven Woolen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width b (mm)	20-300	20-500	30-250	50-500	20-135	15-55
Thickness h (mm)	single 3 - 5.5 double 7.5 - 10	2.5 - 13.5	4.5 - 8.5 - 8.5	6 - 9 - 11	1.75 - 2.5 - 3.3	1.75
UTS ( kg/cm2)	200	440 (without layer 370 (with layer)	350 - 425	300	300	500
Maximum Elongation	10% at 100 kg/cm2	18% at rupture	20 - 25% at rupture	50 % at rupture	16 % at rupture	10 % at rupture
Ratio ( D min/h) Recommended	35	40	30 - 40	30	40	30
Allowable	25	30	25 - 35	25	30	25
Recommended v max (m/s)	40	20 - 30	25	30	50	50
Specific weight (kg/dm3)	0.98	1.25 - 1.50	0.75 - 1.05	0.90 - 1.24	1.2	1
Constants						
a	29	25	21	18	23	21
w	300	100	75	150	200	150
Modulus of Elasticity ( kg/cm2)	1000 - 1500	800 - 1200	300 - 600		1000 - 1200	



## LAMPIRAN 7. ( Type V-Belt )

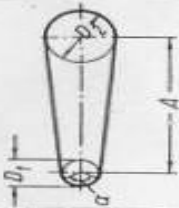
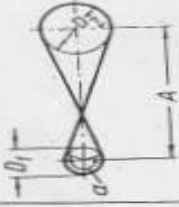
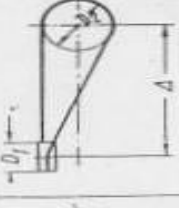
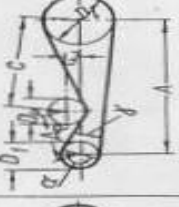
Type of Belt	b mm	h mm	$\Delta$ cm <sup>2</sup>	Design length of Belt ( by neutral layer ), mm
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500;
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000; 11.000; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000; 11.000; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

Catatan : b = lebar (atas) ; h = tinggi atau tebal

## LAMPIRAN 8. ( Faktor Koreksi )

Mesin yang digunakan		Faktor Koreksi					
		Mesin pada bagian 1			Mesin pada bagian 2		
		Mesin lain, tidak saling mendukung, dengan mekanisme yang sama	Mesin lain, saling mendukung, dengan mekanisme yang sama	Mesin lain, tidak saling mendukung, dengan mekanisme yang berbeda	Mesin lain, saling mendukung, dengan mekanisme yang berbeda	Mesin lain, tidak saling mendukung, dengan mekanisme yang berbeda	Mesin lain, saling mendukung, dengan mekanisme yang berbeda
		Terdapat pada setiap item			Tidak ada pada setiap item		
		0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
Variasi beban bantuan kerja	Pengalok, pompa, kipas angin, blower bantuan 7,5 kW, pompa sentrifugal, kom- veyor tugas ringan	1,0	0	0,2	1,2	1,0	0
	Konveyor sabuk gesek, satu baris, per- pindah, kipas angin lebih dari 7,5 kW, mesin tarik, pelatukan, mesin pemotong, mesin pemecahan	1,2	0	1,1	1,4	1,0	0
Variasi beban saling	Konveyor gesek, arakopi, pompa minyak, kompresor, gergaji gila, pengosok, mesin blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,0	0	0	1,0	1,0	0
	Pengangkutan, gergaji betis atau betang pengangkut, mesin pabrik kayu, gergaji, la- bender)	1,5	1,5	0	0,8	0,9	1,0

# LAMPIRAN 9. ( Sudut Kontak dan Panjang Belt )

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulley	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{2A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_2 - 2E)}{2A_p}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{D_1^2 + D_2^2}{2A}$	$L = (A + A_p + C) + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_p)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_p)^2}{8C} - \frac{E}{A_p} \left( \frac{D_1 + D_p}{2} \right) - \frac{E}{C} \left( \frac{D_2 + D_p}{2} \right)$

# LAMPIRAN 10. ( Bahan )

**Table A-1 Mechanical Properties of Some Cast Ferrous Materials**

Identification Number or Specification	Modulus of Elast. in Tension, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 2 in., %	Hardness HHN	Endurance Limit ksi	Modulus of Elast. in Compression, psi	Compressive Strength ksi	Shear Strength, ksi	Impact Strength, (Charpy), ft-lb
Gray Cast Irons										
ASTM, Class 20	12 X 10 <sup>6</sup>	20	—	—	160	10	—	95	32	55
ASTM, Class 25	13 X 10 <sup>6</sup>	25	—	—	165	12.5	—	100	37	55
ASTM, Class 30	15 X 10 <sup>6</sup>	30	—	—	195	14.5	—	115	44	60
ASTM, Class 40	17 X 10 <sup>6</sup>	40	—	—	230	19	—	143	57	70
ASTM, Class 50	19 X 10 <sup>6</sup>	50	—	—	238	22	—	150	65	80
ASTM, Class 60	20 X 10 <sup>6</sup>	60	—	—	260	24	—	170	72	115
Malleable Cast Irons										
32510 (ASTM A47)	25 X 10 <sup>6</sup>	50	32.5	10	133	28	25 X 10 <sup>6</sup>	208	47	16.5
35018 (ASTM A47)	25 X 10 <sup>6</sup>	53	35	18	133	31	25 X 10 <sup>6</sup>	220	51	16.5
45010 (ASTM A220)	26 X 10 <sup>6</sup>	65	45	10	185	32	23.2 X 10 <sup>6</sup>	242	49	14
50007 (ASTM A220)	26.5 X 10 <sup>6</sup>	75	50	7	204	37	23.2 X 10 <sup>6</sup>	242	75	14
60003 (ASTM A220)	27 X 10 <sup>6</sup>	80	60	3	226	39	23.2 X 10 <sup>6</sup>	242	80	14
80002 (ASTM A220)	27 X 10 <sup>6</sup>	100	80	2	255	40	23.2 X 10 <sup>6</sup>	242	100	14
Nodular or Ductile Cast Irons										
60-40-18 (ASTM A536)	23.5 X 10 <sup>6</sup>	70	52.5	10-25	178	35	—	140	—	—
80-55-06 ( " )	23.5 X 10 <sup>6</sup>	100	67.5	3-10	217	50	—	200	—	—
100-70-03+ ( " )	23.5 X 10 <sup>6</sup>	110	72.5	6-10	257	55	—	220	—	—
120-90-02+ ( " )	23.5 X 10 <sup>6</sup>	135	108	2-7	283	63	—	270	—	—
Heat Resistant	18.5 X 10 <sup>6</sup>	73	40	7-40	170	37	—	146	—	—

SOURCE: Compiled from 1973 *Machinery's Handbook*, 26th ed., McGraw-Hill Book Co., New York, and 1963 *Machinery's Handbook*, 25th ed., McGraw-Hill Book Co., New York.

a. Obtained by heat treatment according to normalizing or quenching and tempering.

b. Below 85, total all castings.

c. Normalized and tempered.

d. Quenched and tempered.

e. Annealed.

f. Normalized.

g. Wear resistant.

h. Corrosion resistant.

i. Heat and corrosion resistant.

j. 3000F, water quenched.

# LAMPIRAN 11a. ( Bahan Poros )

**Table A-2** Mechanical Properties of Plain Carbon and Alloy Steels  
(based on a 1 in. diameter specimen)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	131	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	65
	A	57	52	37	66	111	90
	N	64	50	36	68	131	75
1030	HR & turned	72	44	31	63	140	—
	CD	84	76	16	57	172	65
	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
1040	HR	91	58	27	50	201	63
	CD	100	88	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1045	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
	N	99	61	25	49	207	—
1050	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
1095	HR	142	83	18	38	295	—
	A	95	38	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
1118	CD	85	75	25	55	170	80
	A	65	41	35	67	131	80
	N	69	46	34	66	143	80
	CD	105	90	20	50	212	50
2330	A	86	61	28	58	179	50
	N	100	68	26	56	207	—
	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
3140	N	129	87	20	58	262	—
	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	63	26	60	197	50

SOURCE: *ASME Handbook—Material Properties*, McGraw-Hill Book Co., 1954; *Ryerson Data Book*, Joseph T. Ryerson and Sons, Inc., 1965.

NOTE: HR = hot rolled, HRA = hot rolled annealed, CD = cold drawn, CDA = cold drawn annealed, HRN = hot rolled normalized, A = annealed, N = normalized.

# LAMPIRAN 11b. ( Bahan Poros )

**Table A-2** (continued)

AISI Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongat. in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, HBIN	Machinability (Based on 1112 = 100)
4140	HRA	90	63	27	58	187	54
	CDA	102	90	18	50	223	66
	N	148	95	18	47	302	—
4340	HRA	101	69	21	45	207	46
	CDA	110	99	16	42	223	50
	N	185	126	11	41	363	—
4620	HR	85	63	28	64	183	58
	CD	101	85	22	60	207	64
	A	74	54	31	60	149	55
	N	83	53	29	67	174	—
4640	CDA	117	95	15	43	235	55
	A	98	63	24	51	179	55
	N	123	87	19	51	248	—
5120	CD	92	77	20	55	187	65
	CDA	87	70	23	60	179	65
5140	CDA	105	88	18	52	212	60*
52100	HRA	100	81	25	57	192	45
	HRN	185	139	13	20	363	—
6150	CDA	111	95	14	44	223	45
	N	136	89	22	61	269	—
8620	HR	89	65	25	63	192	60
	CD	102	85	22	58	212	63
	A	78	56	31	62	149	—
	N	92	52	26	60	183	—
8640	CD	140	120	11	38	277	—
	CDA	107	90	14	45	217	60
8740	HRA	95	64	25	55	190	56
	CDA	107	96	17	48	223	66
	N	135	88	16	48	269	—
9255	HRA	113	71	22	41	229	45
	N	135	84	20	43	269	—
E9310	HR	115	75	22	58	241	45
	A	119	64	17	42	241	—
	N	132	83	19	58	269	—
9440	HR	123	80	18	47	241	—
	HRA	93	59	26	53	183	—
	N	110	72	25	58	223	—

# LAMPIRAN 12a.

**Table 9-5 Factor X and Y for ball and roller bearings**

Contact Angle $\alpha$ , deg	$\frac{iF_a}{C_a}$	Single-Row Bearing <sup>3</sup>		Double-Row Bearing <sup>3</sup>				$e$	
		$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r < e$		$F_a/VF_r > e$			
		X	Y	X	Y	X	Y		
Radial-contact groove ball bearing <sup>4</sup>									$F_a/nd^3$
	0.014	0.56	2.30	1.0	0	0.56	2.30	0.19	25
	0.028		1.99				1.99	0.22	50
	0.056		1.71				1.71	0.26	100
	0.084		1.55				1.55	0.28	150
	0.11		1.45				1.45	0.30	200
	0.17		1.31				1.31	0.34	300
	0.28		1.15				1.15	0.38	500
	0.42		1.04				1.04	0.42	750
	0.56		1.00		1.00	0.44	1000		
Angular-Contact groove ball bearings <sup>4</sup>									$F_a/nd^3$
5	0.014	0.56	Use X, Y, and e values applicable to single-row radial-contact bearings	1.0	2.78	0.78	3.74	0.23	25
	2.40				3.23		0.26	50	
	2.07				2.78		0.30	100	
	1.87				2.52		0.34	150	
	1.75				2.36		0.36	200	
	1.58				2.13		0.40	300	
	1.39				1.87		0.45	500	
	1.26				1.69		0.50	750	
	0.56		1.21		1.63	0.52	1000		
10	0.014	0.46	1.88	1.0	2.18	0.75	3.06	0.29	25
	1.71		1.98		2.78		0.32	50	
	1.52		1.76		2.47		0.36	100	
	1.41		1.63		2.29		0.38	150	
	1.34		1.55		2.18		0.40	200	
	1.23		1.42		2.00		0.44	300	
	1.10		1.27		1.79		0.49	500	
	1.01		1.17		1.64		0.54	750	
	0.57		1.00		1.16	0.54	1000		
15	0.015	0.44	1.47	1.0	1.65	0.72	2.39	0.38	25
	1.40		1.57		2.28		0.40	50	
	1.30		1.46		2.11		0.43	100	
	1.23		1.38		2.00		0.46	150	
	1.19		1.34		1.93		0.47	200	
	1.12		1.26		1.82		0.50	300	
	1.02		1.14		1.66		0.55	500	
	1.00		1.12		1.63		0.56	750	
	0.58		1.00		1.12	0.56	1000		
20		0.43	1.00	1.0	1.09	0.70	1.63	0.57	
25		0.41	0.87	1.0	0.92	0.67	1.41	0.68	
30		0.39	0.76	1.0	0.78	0.63	1.24	0.80	
35		0.37	0.66	1.0	0.66	0.60	1.07	0.95	
40		0.35	0.57	1.0	0.55	0.57	0.93	1.14	
Self-aligning ball bearings									
		0.40	0.4 cot $\alpha$	1.0	0.42 cot $\alpha$	0.65	0.65 cot $\alpha$	1.5 tan $\alpha$	
Roller-bearings, self-aligning, tapered <sup>5</sup>									
$\alpha \neq 90$		0.4	0.4 cot $\alpha$	1.0	0.45 cot $\alpha$	0.67	0.67 cot $\alpha$	1.5 tan $\alpha$	

**LAMPIRAN 12b.**

## Standart Dimension and Load Ratings of Radial Rolling Bearings

[illegible]



## LAMPIRAN 13.

For the entire length  $L$  of the bar, we must integrate this expression to find  $\delta$ . This yields

$$\delta = \int_0^L \frac{P(x) dx}{A(x)E} \quad (4-1)$$

where

$\delta$  = displacement of one point on the bar relative to the other point

$L$  = original length of bar

$P(x)$  = internal axial force at the section, located a distance  $x$  from one end

$A(x)$  = cross-sectional area of the bar, expressed as a function of  $x$

$E$  = modulus of elasticity for the material

**Constant Load and Cross-Sectional Area.** In many cases the bar will have a constant cross-sectional area  $A$ ; and the material will be homogeneous, so  $E$  is constant. Furthermore, if a constant external force is applied at each end, Fig. 4-3, then the internal force  $P$  throughout the length of the bar is also constant. As a result, Eq. 4-1 can be integrated to yield

$$\delta = \frac{PL}{AE} \quad (4-2)$$

If the bar is subjected to several different axial forces along its length, or the cross-sectional area or modulus of elasticity changes abruptly from one region of the bar to the next, the above equation can be applied to each segment of the bar where these quantities remain constant. The



The vertical displacement at the top of these building columns depends upon the loading applied on the roof and to the floor attached

# LAMPIRAN 14.

Table 7-6 Dimensions of square plain parallel stock keys (dimensions in inches, see Figure 7-7a on next page)

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $h$ "	Bottom of Key, set in Opposite Side of Shaft, $s$	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $h$ "	Bottom of Key, set in Opposite Side of Shaft, $s$	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $h$ "	Bottom of Key, set in Opposite Side of Shaft, $s$	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $h$ "	Bottom of Key, set in Opposite Side of Shaft, $s$
$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	0.410	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.021	$\frac{1}{2}$	1	3.309
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	0.493	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.249	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.084	$\frac{5}{8}$	1	3.373
$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.517	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.581	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$\frac{1}{4}$	1	3.690
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	0.644	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$\frac{7}{16}$	1	3.881
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$\frac{1}{2}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$\frac{13}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.527	$\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.042
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$\frac{7}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{3}{4}$	2.577	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.655	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$\frac{1}{4}$	4.296
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$\frac{1}{2}$	1.718	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	4.550
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$2\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.782	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$	2.880	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{4}$	4.740
$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.845	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{8}$	2.944	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	4.803
$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.909	$\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	4.900
$1\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1.972	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	5.091
$1\frac{7}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$\frac{1}{2}$	5.155

SOURCE: ASME: ANSI Standard B17.1-1967.

Tolerance on  $W$  is  $-0.0010$  in. for shafts  $\frac{1}{8}$  to  $\frac{1}{4}$  in., inclusive;  $-0.0015$  in. for shafts  $\frac{1}{4}$  to  $\frac{3}{4}$  in., inclusive;  $-0.0030$  in. for shafts  $\frac{3}{4}$  to 1 in., inclusive.

## LAMPIRAN 15.

Lampiran IV : Beban Equivalen Bearing

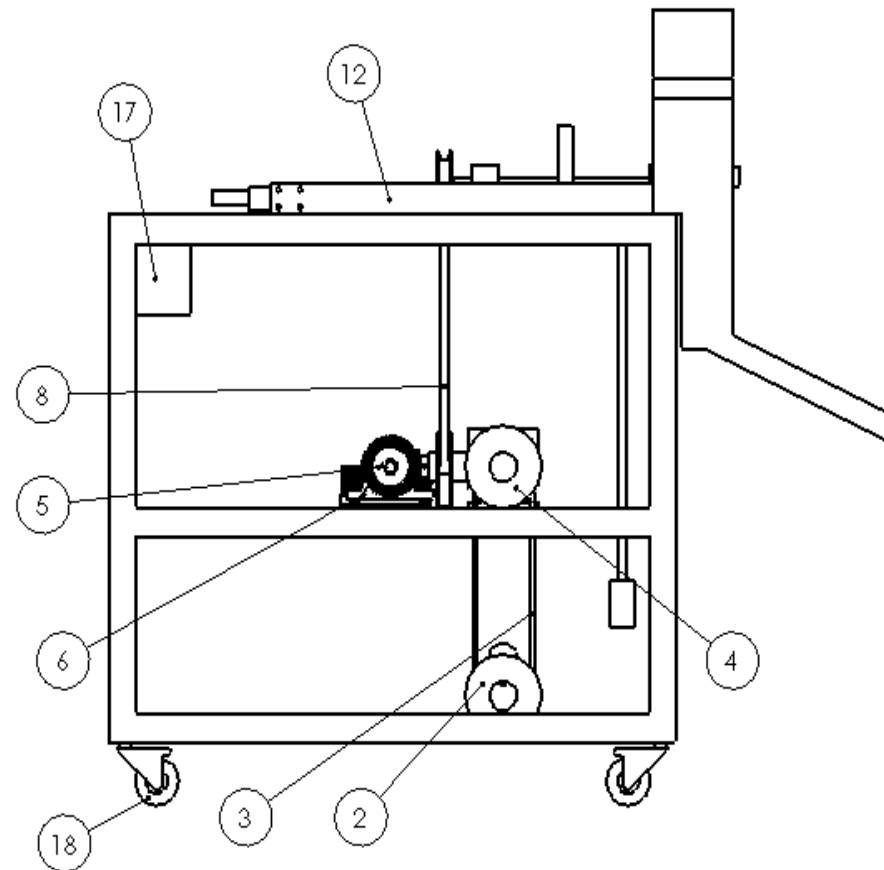
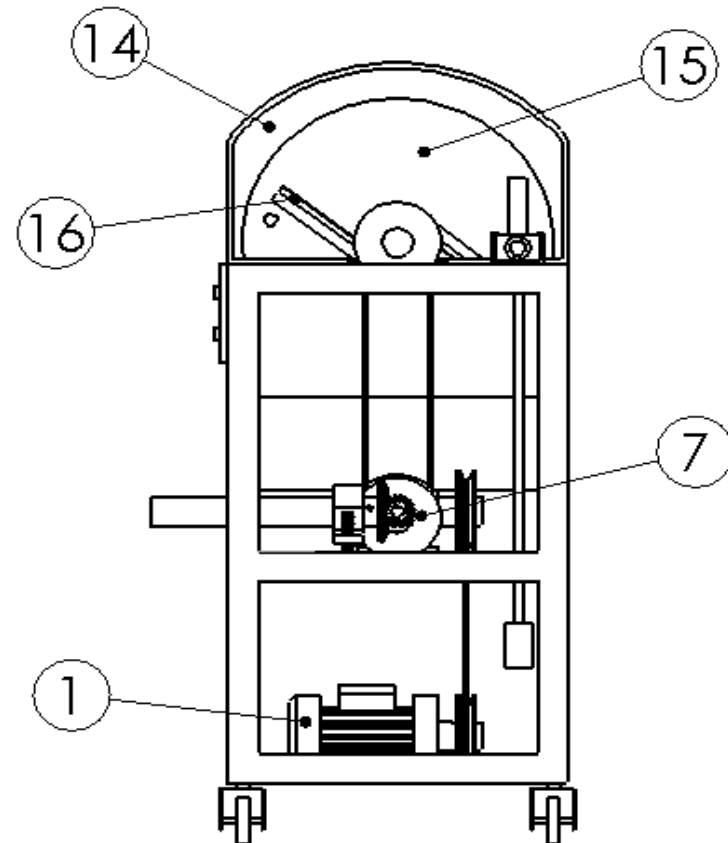
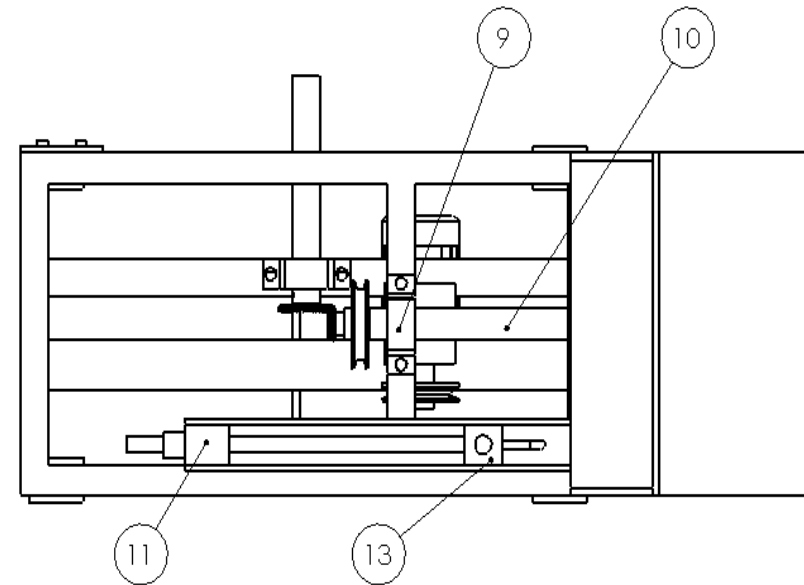
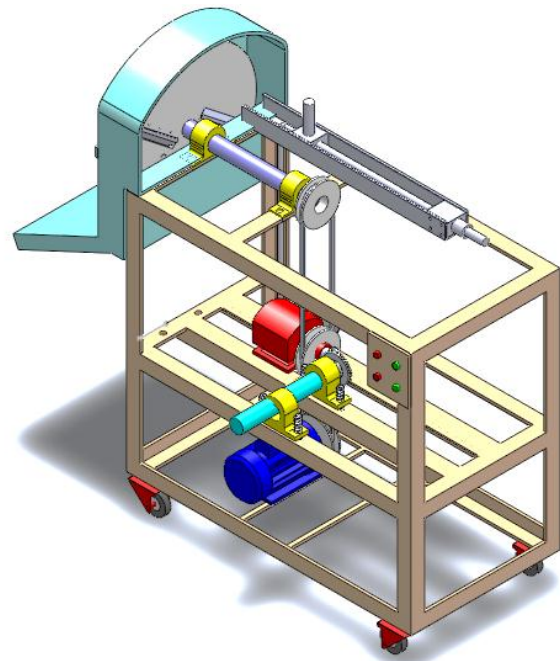
Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact angular $\alpha$ , deg	(i.Fa/Co)	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				e
		(Fa/V.Fr) > e		(Fa/V.Fr) < e		(Fa/V.Fr) > e		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Radial Contact Ball Bearing								
	0,014		2,30				2,30	0,19
	0,028		1,99				1,99	0,22
	0,056		1,71				1,71	0,26
	0,084		1,55				1,55	0,28
	0,110	0,56	1,45	1	0	0,56	1,45	0,30
	0,170		1,31				1,31	0,34
	0,280		1,15				1,15	0,38
	0,420		1,04				1,04	0,42
	0,560		1,00				1,00	0,44
Angular Contact Ball Bearing								
	0,014		2,30		2,78		3,74	0,23
	0,028		1,99	Use X,Y and e evaluates applicable to single- row radial contact bearing	2,40		3,23	0,26
	0,056		1,71		2,07		2,78	0,30
	0,085		1,55		1,87		2,52	0,34
	0,110	0,56	1,45		1,75	0,78	2,35	0,36
	0,170		1,31		1,58		2,13	0,40
	0,280		1,15		1,39		1,87	0,45
	0,420		1,04		1,26		1,69	0,50
	0,560		1,00		1,21		1,63	0,52
	0,014		1,88		2,18		2,30	0,19
	0,029		1,71		1,98		1,99	0,22
	0,057		1,52		1,76		1,71	0,26
	0,086		1,41		1,63		1,55	0,28
	0,110	0,46	1,34	1,0	1,55	0,75	1,45	0,30
	0,170		1,23		1,42		1,31	0,34
	0,290		1,10		1,27		1,15	0,38
	0,430		1,01		1,17		1,04	0,42
	0,570		1,00		1,16		1,00	0,44

Catatan :

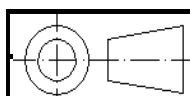
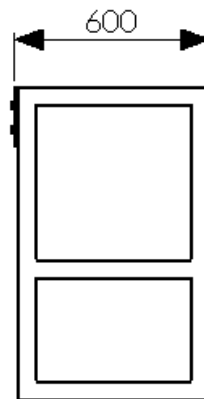
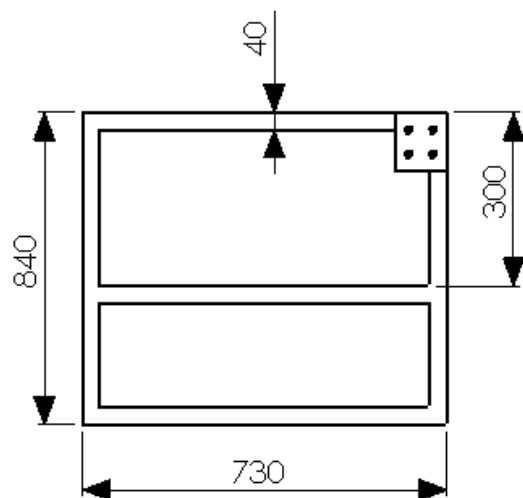
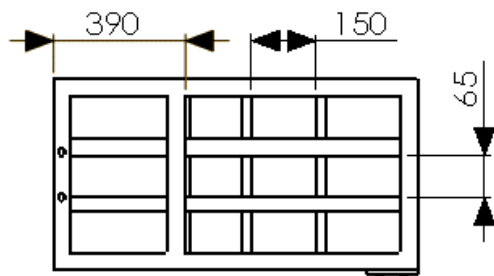
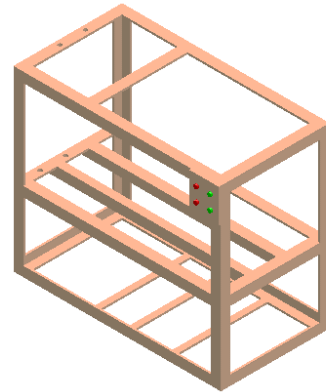
(Fa/V.Fr) = e, maka : X = 1 dan Y = 0 (Single-row Bearing)

Sumber : Deutschman, 1975



No.	Nama Bagian	Bahan	Jumlah	Catatan
1	Motor AC		1	¼ HP
2	Pulley	Cast Iron	2	Ø 3,5 in
3	Belt	Rubber	1	A 53
4	Pulley	Cast Iron	2	Ø 5 in
5	Bevel Gear	Carbon Brush	1	
6	Bearing		2	Ø 20 mm
7	Reducer		1	Seri 50, 1 : 20
8	Belt	Rubber	1	A 30
9	Bearing		2	Ø 25 mm
10	Poros Pisau	St 90	1	Ø 25 mm
11	Bushing	PE	1	
12	Dudukan Singkong	Stainless	1	
13	Pendorong	PE	1	
14	Penutup	Stainless	1	
15	Disk	Aluminium	1	Ø 50 mm
16	Pisau	Stainless	2	
17	Panel		1	
18	Roda		4	

	SKALA : 1 : 13	DIGAMBAR: Rizal & Jeremi	PERINGATAN :
	SATUAN : mm	NRP : 2114039 [037 & 030]	
	TANGGAL: 11/07/2017	Dilihat : Ir. Budi Luwar Sanyoto MT	
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI KERJASAMA DISNAKER FAKULTAS VOKASI INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER	MESIN PERAJANG SINGKONG BERBASIS BANDUL		A3



DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
KERJASAMA DISNAKER  
FAKULTAS VOKASI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

Skala : 1 : 20  
Satuan : mm  
Tanggal : 11/07/2017

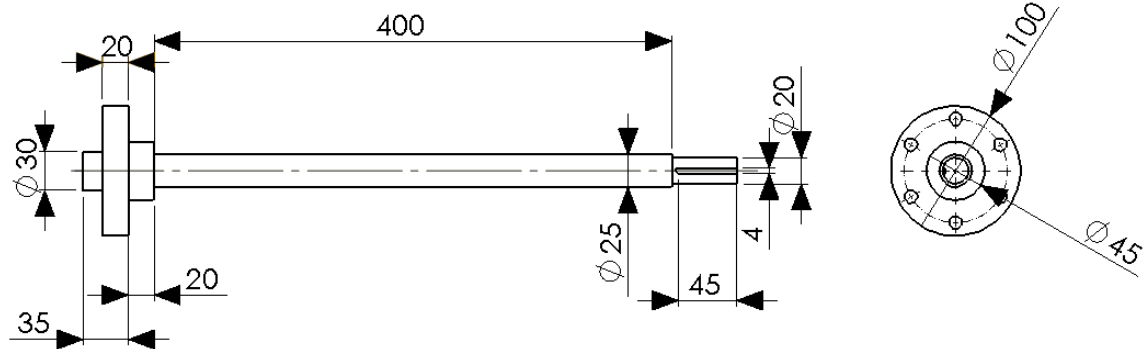
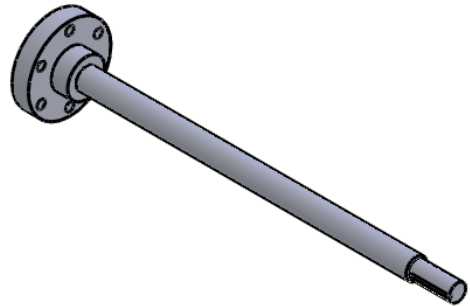
Nama : Rizal & Jeremia  
NRP : 2114039 (037 & 033)  
Dilihat : Ir. Budi Luwar S, MT

Keterangan :

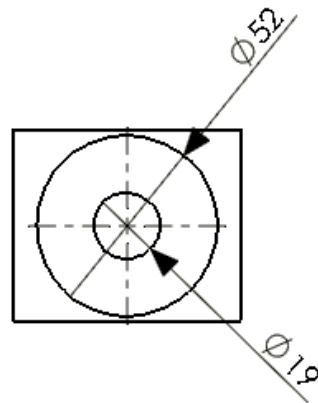
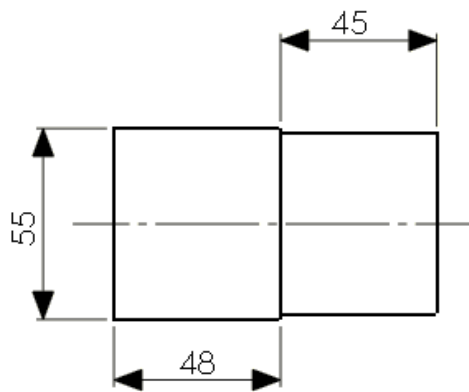
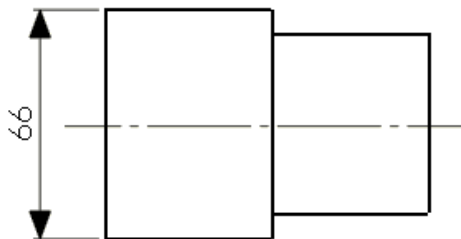
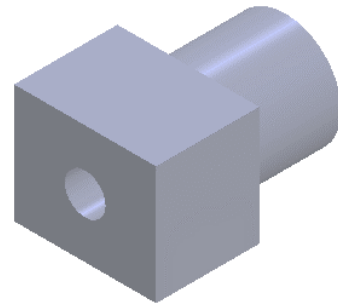
FRAME

No : 01

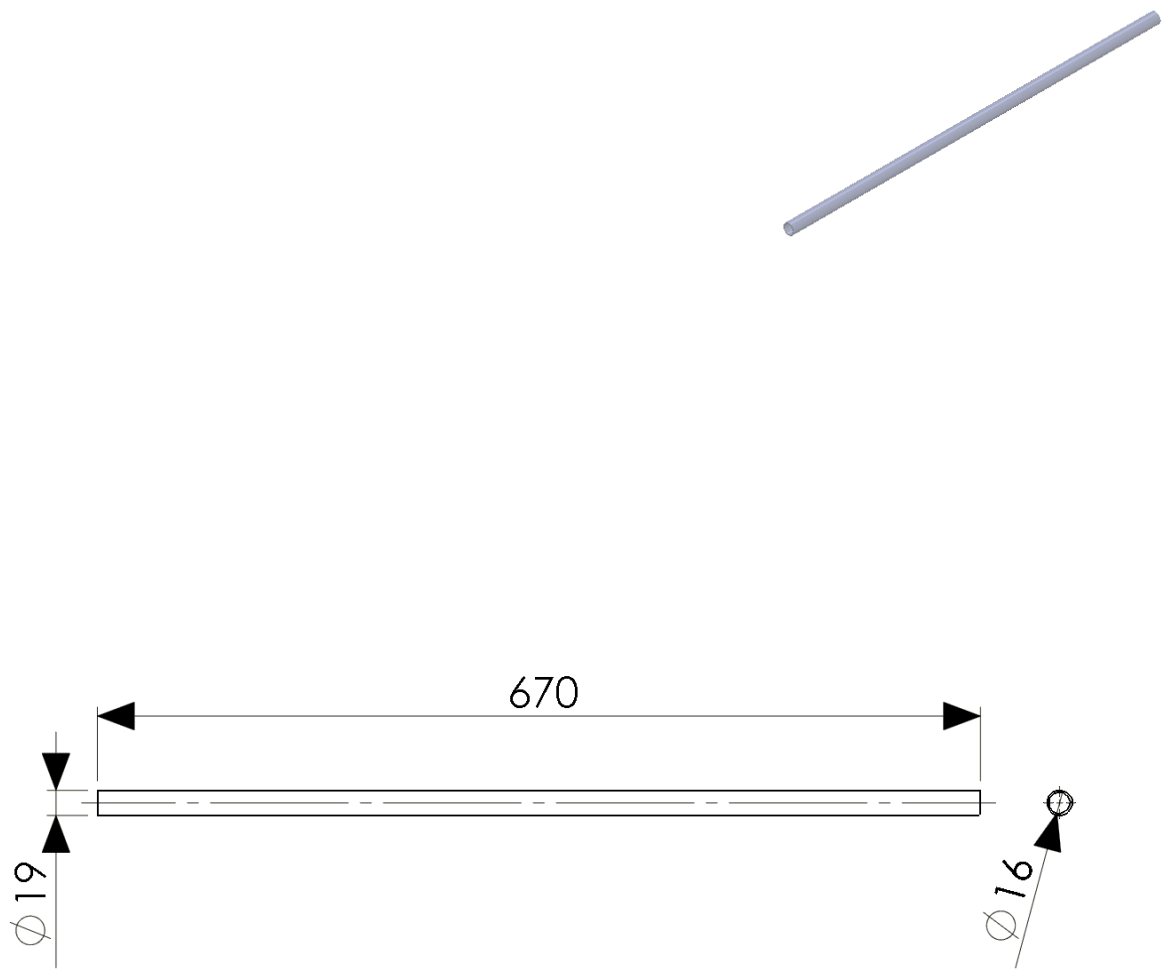
A4



	Skala : 1 : 3	Nama : Rizal & Jeremia	Keterangan :	
	Satuan : mm	NRP : 2114039 (037 & 033)		
	Tanggal :11/07/2017	Dilihat : Ir. Budi Luwar S, MT		
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI KERJASAMA DISNAKER FAKULTAS VOKASI INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER	POROS DISK		No : 02	A4

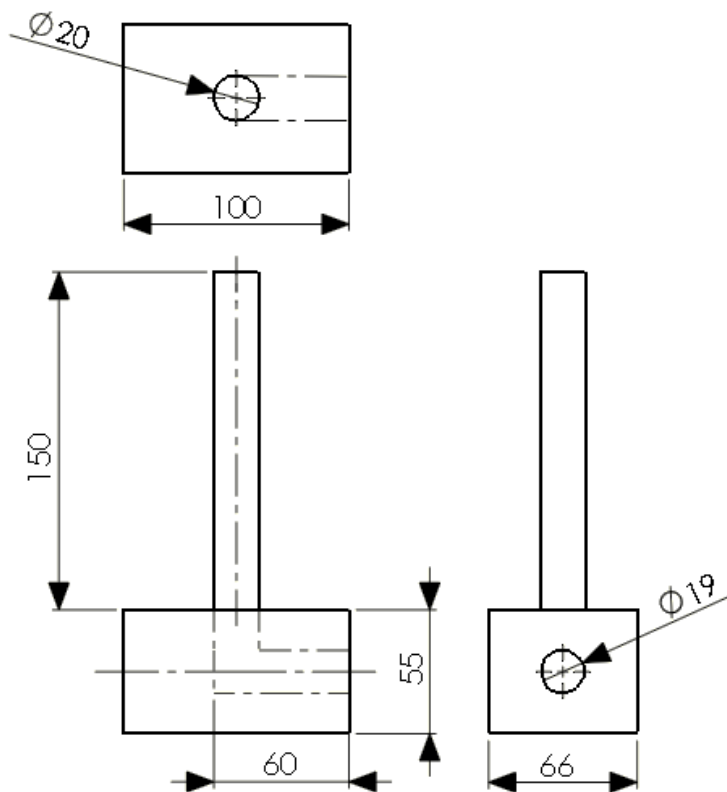
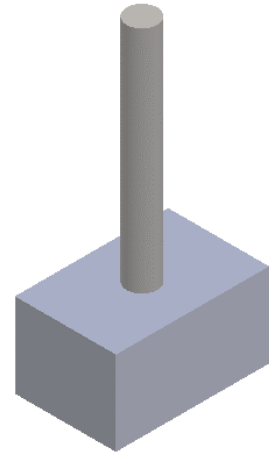


	Skala : 1 : 2	Nama : Rizal & Jeremia	Keterangan :	
	Satuan : mm	NRP : 2114039 (037 & 033)		
	Tanggal : 11/07/2017	Dilihat : Ir. Budi Luwar S, MT		
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI KERJASAMA DISNAKER FAKULTAS VOKASI INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER	BUSHING		No : 03	A4

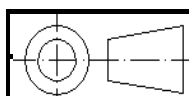
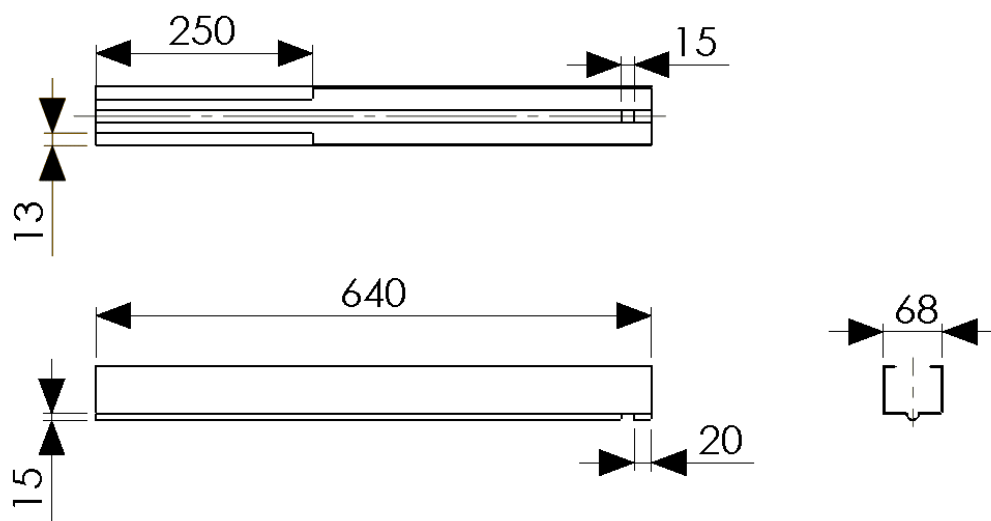
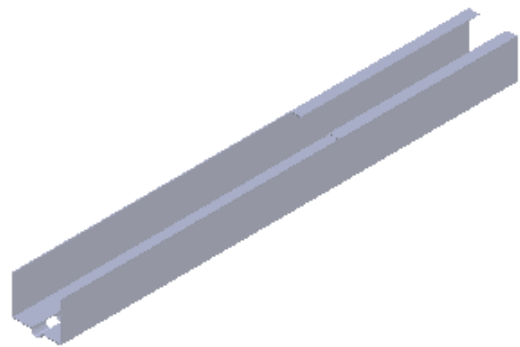


	Skala : 1 : 7	Nama : Rizal & Jeremia	Keterangan :	
	Satuan : mm	NRP : 2114039 (037 & 033)		
	Tanggal : 11/07/2017	Dilihat : Ir. Budi Luwar S, MT		
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI KERJASAMA DISNAKER FAKULTAS VOKASI INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER	POROS PENDORONG		No : 04	A4





	Skala : 1 : 3	Nama : Rizal & Jeremia	Keterangan :	
	Satuan : mm	NRP : 2114039 (037 & 033)		
	Tanggal : 11/07/2017	Dilihat : Ir. Budi Luwar S, MT		
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI KERJASAMA DISNAKER FAKULTAS VOKASI INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER	PENDORONG		No : 05	A4



DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
KERJASAMA DISNAKER  
FAKULTAS VOKASI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

Skala : 1 : 7  
Satuan : mm  
Tanggal : 11/07/2017

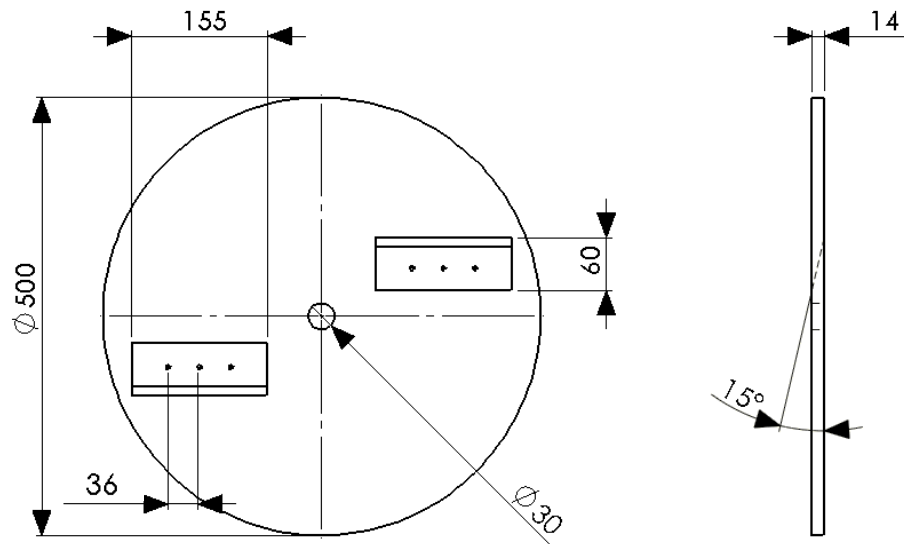
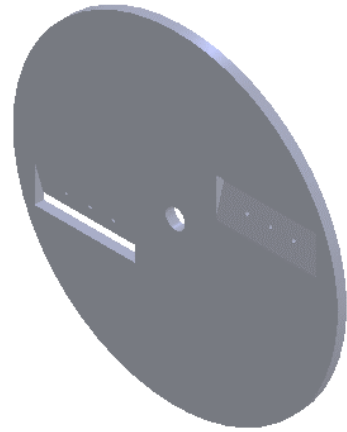
Nama : Rizal & Jeremia  
NRP : 2114039 (037 & 033)  
Dilihat : Ir. Budi Luwar S, MT

Keterangan :

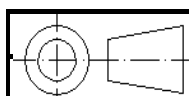
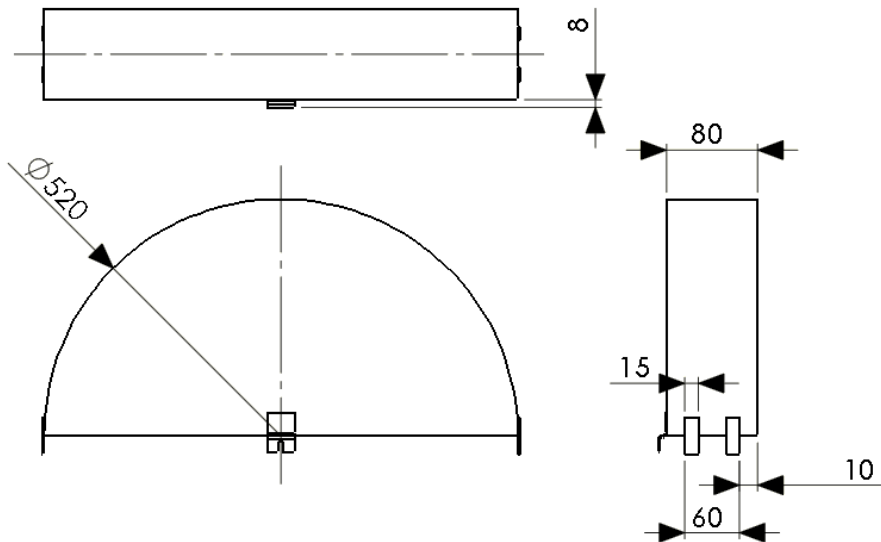
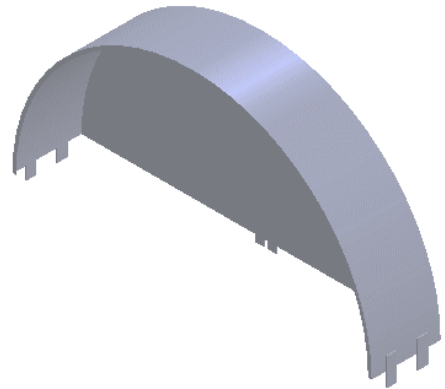
HOPPER

No : 06

A4



	Skala : 1 : 7	Nama : Rizal & Jeremia	Keterangan :	
	Satuan : mm	NRP : 2114039 (037 & 033)		
	Tanggal : 11/07/2017	Dilihat : Ir. Budi Luwar S, MT		
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI KERJASAMA DISNAKER FAKULTAS VOKASI INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER	DISK		No : 07	A4



DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
KERJASAMA DISNAKER  
FAKULTAS VOKASI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

Skala : 1 : 7  
Satuan : mm  
Tanggal : 11/07/2017

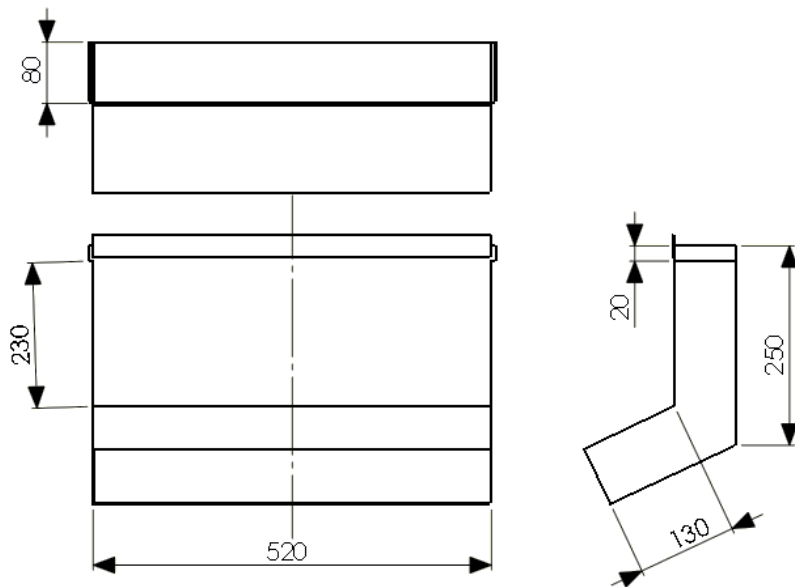
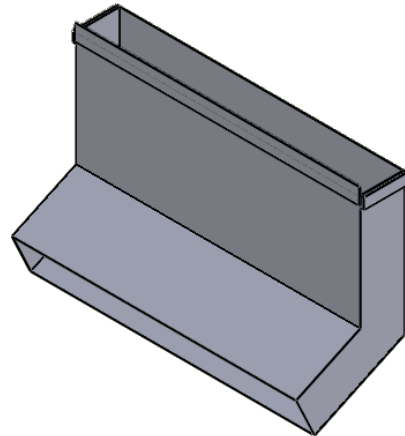
Nama : Rizal & Jeremia  
NRP : 2114039 (037 & 033)  
Dilihat : Ir. Budi Luwar S, MT

Keterangan :

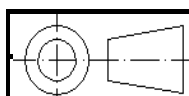
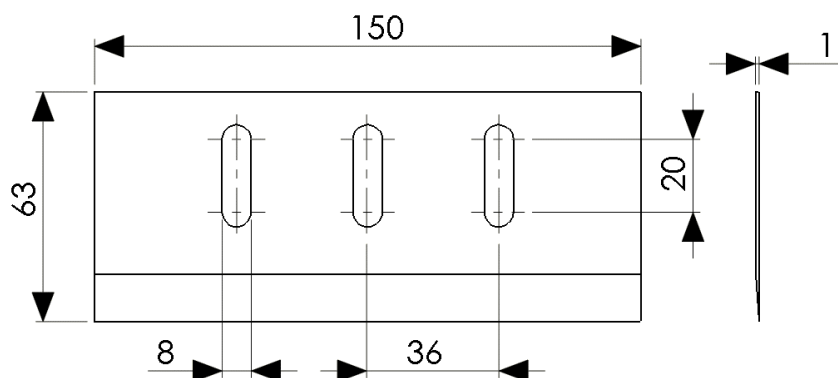
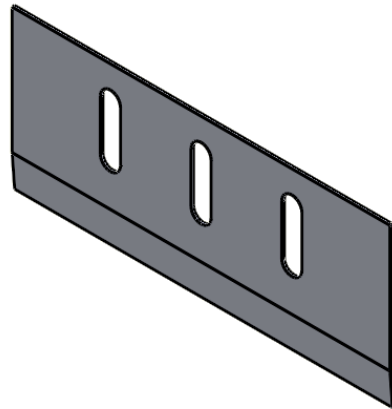
PENUTUP ATAS

No : 08

A4



	Skala : 1 : 7	Nama : Rizal & Jeremia	Keterangan :	
	Satuan : mm	NRP : 2114039 (037 & 033)		
	Tanggal : 11/07/2017	Dilihat : Ir. Budi Luwar S, MT		
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI KERJASAMA DISNAKER FAKULTAS VOKASI INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER	PENUTUP BAWAH		No : 09	A4



DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
KERJASAMA DISNAKER  
FAKULTAS VOKASI  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

Skala : 1 : 7  
Satuan : mm  
Tanggal : 11/07/2017

Nama : Rizal & Jeremia  
NRP : 2114039 (037 & 033)  
Dilihat : Ir. Budi Luwar S, MT

Keterangan :

PISAU

No : 10

A4

## **BIODATA PENULIS**



Penulis bernama lengkap Jeremia Gracius Purnomo lahir di Kediri, 8 Maret 1996 merupakan anak tunggal pasangan Bapak Pudji Purnomo dan Ibu Yuyun Kristina yang beralamat di Jalan Banjaran No. 3, Kecamatan Kota, Kediri. Pendidikan formal pertama adalah SD Kristen Petra Kediri, SMPN 3 Kediri, dan SMAN 2 Kediri. Setelah lulus, penulis diterima di Jurusan Teknik Mesin Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2113039033.

Selama masa perkuliahan penulis pernah mengikuti beberapa kegiatan dan organisasi seperti menjadi Staf Divisi Pendidikan FORKOM M3NER-ITS periode 2016-2017, ESQ Basic Training pada tahun 2014, Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo pada tahun 2014, GERIGI (Generasi Integralistik) ITS pada tahun 2014.

## **BIODATA PENULIS**



Penulis bernama lengkap M Rizal Rizki Hansyah, dilahirkan dari keluarga sederhana di Jember, 6 Agustus 1996, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara pasangan Bapak Ahmad Fazri dan Ibu Anis Wijayanti, Yang beralamat Jln. Teratai Tutul Tegal Sari, Kecamatan Ambulu, Jember. Pendidikan formal pertama adalah SDN AMBULU 1, SMPN 1 AMBULU, dan SMAN 1 JEMBER, kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2114039037.

Selama masa perkuliahan penulis pernah mengikuti beberapa kegiatan dan organisasi seperti menjadi Sekretaris Divisi Pendidikan FORKOM M3NER-ITS periode 2016-2017, ESQ Basic Training pada tahun 2014, Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo pada tahun 2014, GERIGI (Generasi Integralistik) ITS pada tahun 2014.